

## **PROJETO DE GRADUAÇÃO**

# **CONSTRUÇÃO DE BANCADA EÓLICA PARA AVALIAÇÃO DE COMPORTAMENTO DINÂMICO DO CONJUNTO ELETROMECHANICO**

Por,  
**Lucas Boareto da Aparecida**

**Brasília, 27 de Junho de 2014**

**UNIVERSIDADE DE BRASILIA**

**FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**CONSTRUÇÃO DE BANCADA EÓLICA PARA  
AVALIAÇÃO DE COMPORTAMENTO DINÂMICO  
DO CONJUNTO ELETROMECHANICO**

POR,

**Lucas Boareto da Aparecida**

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção  
do grau de Engenheiro Mecânico.

**Banca Examinadora**

Prof. Marcus Vinícius Girão, UnB/ ENM (Orientador)

\_\_\_\_\_

Prof. Alberto Carlos G. C. Diniz, UnB/ ENM

\_\_\_\_\_

Prof. Aline Souza de Paula, UnB/ENM

\_\_\_\_\_

Prof. Antônio Manoel Dias Henriques, UnB/ENM

\_\_\_\_\_

Brasília, 27 de Junho de 2014

## **Dedicatória**

*Eu dedico o presente trabalho a todas as pessoas que estiveram ao meu lado nos bons e maus momentos e a Deus, que sempre me deu forças para atingir meus objetivos. Primeiramente eu agradeço o apoio familiar, ressaltando às palavras de apoio da minha mãe e os conselhos sempre bem vindos do meu pai. Agradeço minha namorada Camila, que sempre foi minha confidente e porto seguro nos momentos em que pensei jogar tudo para alto. Sempre vou lembrar-me do apoio dos meus amigos, que estiveram comigo desde o primeiro passo dentro desse curso até o último. Em especial, eu irei lembrar-me do Fred, que não pode terminar essa jornada com todos nós, mas que sempre estará nos nossos corações pela pessoa extraordinária que ele foi. Por fim, agradeço os funcionários da UnB, em especial o Miguel e Matheus, que sem sua ajuda esse projeto não teria sucesso, em especial o Professor Marcus Girão que sempre acreditou no meu trabalho e potencial.*

*Lucas Boareto da Aparecida*

---

## **RESUMO**

Este trabalho procura apresentar o projeto de uma bancada de testes para sistemas de transmissão de turbinas eólicas e hidrocínéticas. O estudo engloba o dimensionamento da estrutura, suportes e eixos e a seleção dos rolamentos do sistema. Como resultado, faz-se uma listagem dos equipamentos, motor, caixa de transmissão e gerador, que irão compor a bancada, mostrando todas suas especificações técnicas. Outro ponto importante a ser tratado é o estudo de cada concepção analisada para a simulação desse tipo de sistema. Em seguida, são apresentadas uma previsão de instrumentação da bancada e uma análise de incertezas. Ao final, todos os resultados atingidos são mostrados, incluindo as expectativas futuras para a fabricação da bancada.

---

## **ABSTRACT**

This paper seeks to present the design of a test bench for the transmission of wind and hydrokinetic turbines systems. The study encompasses the structure, brackets and axes sizing and the bearings selection. Moreover, an equipment list as, engine, gearbox and generator, is made, which are parts of the bench, showing all their technical specifications. Another important point to be discussed is the study of each analyzed notion to this kind of system. Following, an anticipation of the bench instrumentation and uncertainties analyses are demonstrated. Closing the report, all results achieved are shown, including the future expectations of the bench fabrication.



# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO	1
1.2	MOTIVAÇÃO	4
1.3	OBJETIVOS	7
1.4	ESTRUTURA DO PROJETO	9
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>10</b>
2.1	HISTÓRICO DE SIMULADORES DE TURBINAS PARA A GERAÇÃO DE ENERGIA	10
2.2	ALTERNATIVAS PARA A SIMULAÇÃO DE TURBINAS	11
2.3	DINÂMICA DO MOVIMENTO DAS MASSAS GIRANTES EM TURBINAS EÓLICAS E HIDROCINÉTICAS	12
<b>3</b>	<b>BANCADA DE TESTES DE SISTEMA ELETROMECAÂNICO DE GERAÇÃO DE ENERGIA</b>	<b>15</b>
3.1	PRIMEIRA CONCEPÇÃO (MOTOR – GERADOR)	15
3.2	SEGUNDA CONCEPÇÃO (MOTOR – CAIXA MULTIPLICADORA – GERADOR)	16
3.3	CONCEPÇÃO FINAL (MOTOREDUTOR – CAIXA MULTIPLICADORA – GERADOR)	17
<b>4</b>	<b>EQUIPAMENTOS DA BANCADA DE TESTES</b>	<b>19</b>
4.1	EQUIPAMENTOS DA BANCADA DE TESTES	19
4.1.1	MOTOR	19
4.1.2	REDUTOR E CAIXA MULTIPLICADORA	22
4.1.3	GERADOR	23
<b>5</b>	<b>ESPECIFICAÇÕES DOS COMPONENTES DA ESTRUTURA</b>	<b>26</b>
5.1	ESCOLHA DO FATOR DE SEGURANÇA	26
5.2	CRITÉRIOS PARA O DIMENSIONAMENTO	28
5.3	CHASSI	29
5.4	SUPORTE DO MOTOR	35
5.5	SUPORTE ALINHADOR REDUTOR/CAIXA MULTIPLICADORA	40
5.6	SUPORTE ALINHADOR GERADOR	46
5.7	SUPORTE ALINHADOR Z	48
5.8	ESTRUTURA DE MONTAGEM DO GERADOR	51
5.8.1	MANCAL DE SUPORTE	54
5.8.2	TRAVA	57
5.8.3	FLANGE EXTERNAL FRONTAL E POSTERIOR	58
5.8.4	FLANGE INTERNA	59
5.8.5	FLANGE INTERNA CURTA	61
5.8.6	TRAVA SUPORTE	62
5.9	PRÉ-DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS MOTOR – CAIXAS DE TRASMISSÃO	63
5.10	SELEÇÃO DE ROLAMENTOS	65
5.11	SELEÇÃO DOS ACOPLAMENTOS	66
5.12	DIMENSIONAMENTO DOS CORDÕES DE SOLDA	68
<b>6</b>	<b>PREVISÃO PARA A INSTRUMENTAÇÃO DA BANCADA</b>	<b>70</b>
6.1	PROJETO BÁSICO	71
6.2	TORQUÍMETRO	72
6.3	TRANSDUTORES DE EFEITO HALL	73
6.4	ENCODER	74
6.5	CÉLULAS DE CARGA	74
6.6	PLACA DE AQUISIÇÃO DE DADOS	75
6.7	ANÁLISE DE INCERTEZAS NA MEDIÇÃO	77
<b>7</b>	<b>CONCLUSÕES E EXPECTATIVAS FUTURAS</b>	<b>79</b>
<b>8</b>	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	<b>80</b>
	<b>ANEXOS</b>	<b>82</b>

# LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Gráfico de utilização de fonte eólica no mundo (fonte: Global Wind Energy Council)...	2
Figura 2 - Turbina hidrocínética Gorlov (fonte: <a href="http://www.worldchanging.com">www.worldchanging.com</a> ).....	4
Figura 3 - Matriz energética brasileira (fonte: <a href="http://www.neoenergia.com.br">www.neoenergia.com.br</a> ).....	5
Figura 4 - Componentes de turbina eólica (fonte: CBEE/UFPE (2000) apud ANEEL (2008)) .....	6
Figura 5 - Desenho esquemático da Bancada de Testes.....	8
Figura 6 - Desenho esquemático de elementos de aerogeradores.....	12
Figura 7 - Desenho esquemático simplificado das massas girantes que compõe um aerogerador ..	13
Figura 8 - Bancada - Motor e Gerador .....	16
Figura 9 - Bancada - Motor, Caixa Multiplicadora e Gerador .....	17
Figura 10 - Curvas de Torque x Rotação do Motor W22 e Gerador Alxion.....	18
Figura 11 - Bancada - Motor, Redutor, Caixa Multiplicadora e Gerador .....	18
Figura 12 - Motor WEG W22 (propriedade UnB).....	19
Figura 13 - Curvas características do motor W22 em função da potência (fonte: Catálogo WEG – Motor W22).....	21
Figura 14 - Curvas características do motor W22 em função da rotação (fonte: catálogo WEG – Motor W22).....	21
Figura 15 – Redutor/Caixa multiplicadora YOK 30 rp acoplada a um motor elétrico (fonte: Catálogo YOK – Redutor 30 rp) .....	23
Figura 16 - Caixa multiplicadora YOK 30 rp (fonte: YOK Acionamentos).....	23
Figura 17 - Especificações técnicas de geradores STK (fonte: Alxion) .....	24
Figura 18 - Gráfico de potência por rotação do gerador (fonte: Catálogo Gerador Alxion 145STK2M).....	25
Figura 19 - Gerador STK Alxion .....	25
Figura 20 - Tabela com os valores de penalização usados no cálculo do fator de segurança.....	27
Figura 21 - Visão geral da Bancada .....	29
Figura 22 - Chassi da bancada três vistas.....	30

Figura 23 - Perfil I do chassi da Bancada.....	32
Figura 24 - Suporte do motor da Bancada duas vistas .....	36
Figura 25 - Suporte do motor da Bancada vista frontal .....	38
Figura 26 - Suporte Alinhador das caixas de transmissão da Bancada.....	41
Figura 27 - Parafuso sem fim do suporte alinhador da Bancada.....	42
Figura 28 - Suporte deslizante do suporte alinhador da Bancada .....	44
Figura 29 - Suporte Alinhador das caixas de transmissão da Bancada vista frontal.....	45
Figura 30 - Suporte Alinhador Gerador da Bancada.....	46
Figura 31 - Suporte deslizante do suporte alinhador Gerador da Bancada .....	47
Figura 32 - Suporte Alinhador Z da Bancada .....	49
Figura 33 - Montagem Gerador da Bancada .....	51
Figura 34 - Montagem Gerador da Bancada corte lateral .....	53
Figura 35 - Mancal de Suporte Gerador da Bancada .....	54
Figura 36 - Mancal de Suporte Gerador vista frontal.....	55
Figura 37 - Trava Gerador da Bancada .....	58
Figura 38 - Flange External Frontal e Posterior Gerador da Bancada .....	59
Figura 39 - Flange interna Gerador da Bancada .....	59
Figura 40 - Flange interna curta da Bancada.....	62
Figura 41 - Tabela de especificações técnicas do acoplamento AE (fonte: Site Acionac) .....	67
Figura 42 - Montagem e dimensões do acoplamento AE (fonte: Site Acionac).....	68
Figura 41 - Desenho esquemático do projeto de instrumentação.....	71
Figura 42 - Torquímetro TorqueTrak 10K (fonte: Site Torque Trak).....	72
Figura 43 - Incremental Encoder RI 58-F (fonte: Site Hengstler) .....	74
Figura 44 - Célula de carga PW15AH (fonte: Site HBM) .....	75
Figura 45 - Placa de Aquisição NI PCIe-6320 (fonte: Site National Instruments).....	76
Figura 46 - Diagrama de causas e efeitos para avaliação do sistema de medição .....	77
Figura 47 - Planta Bancada Completa.....	82
Figura 48 - Planta Bancada Chassi.....	83

Figura 49 - Planta Suporte Motor.....	84
Figura 50 - Planta Suporte Alinhador Y.....	85
Figura 51 - Planta Suporte Gerador.....	86
Figura 52 - Planta Suporte Gerador.....	87
Figura 53 - Planta Montagem Gerador.....	88

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Fatores de penalização para o cálculo do fator de segurança.....	27
Tabela 2 - Peças da Montagem do Gerador .....	52
Tabela 3 - Especificações dos eixos .....	64
Tabela 4 - Especificações técnicas do rolamento interno .....	65
Tabela 5 - Especificações técnicas do rolamento externo.....	66
Tabela 6 - Fatores para cálculo de acoplamento .....	66
Tabela 7 - Transdutores de efeito hall selecionados .....	73

# LISTA DE SÍMBOLOS

## Símbolos Latinos

$n$	rotação da engrenagem	[rpm]
$J_G$	Momento de inércia da turbina eólica	[m <sup>4</sup> ]
$J_T$	Momento de inércia do gerador	[m <sup>4</sup> ]
$T_T$	Torque mecânico no eixo da turbina eólica	[N.m]
$T_G$	Torque mecânico no eixo do gerador	[N.m]
$b$	Amortecimento do eixo de acoplamento	[Ns/m]
$k$	Rigidez no eixo de acoplamento	[N/m]

## Símbolos Gregos

$\omega$	Velocidade angular	[rad/s]
$\sigma$	Tensão normal	[MPa]
$\tau$	Tensão cisalhante	[MPa]

## Grupos Adimensionais

$K_E$	Razão de multiplicação da caixa de engrenagens
-------	--

## Subscritos

0,1,2,...	Números utilizados para diferenciação
-----------	---------------------------------------

## Siglas

PROINFA	Programa de incentivo às Fontes Alternativas
---------	--

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Mesmo com todos os esforços de mitigação das mudanças climáticas, cerca de 80% da matriz energética mundial (WEG em Revista, setembro de 2012, nº 74) ainda é formada por combustíveis fósseis. Na busca por equilíbrio energético, a produção de energia renovável a partir de fontes locais se apresenta como uma solução que diminui a dependência externa de energia, ao mesmo tempo em que garante segurança energética e contribui para reduzir os impactos ambientais.

Tendo isso em vista, fontes de energia eólica e hidrocinética se encaixam perfeitamente no conceito de energia limpa, além de terem a possibilidade de abastecer zonas remotas do país. A busca por entender cada vez melhor esse tipo de tecnologia esbarra nas dificuldades impostas pelo uso de sistemas mecânicos com dinâmica de movimento complexa. Pensando nisso, a utilização de equipamentos que possibilitem testes práticos desses tipos de sistemas, torna-se, cada vez mais, imprescindível para o aperfeiçoamento dessas novas tecnologias.

A energia do vento já é empregada pelo homem desde a antiguidade. Por volta de 3500 a.C. é datada a utilização conhecida mais antiga da força dos ventos, para impulsionar embarcações com velas que transportavam mercadorias ao longo do rio Nilo, no antigo Egito. Por volta de 200 a.C já eram utilizados moinhos rústicos para bombear água na China e moinhos de eixo vertical para moagem de grãos na Pérsia.

Somente por volta do século 11, os moinhos de vento foram utilizados na Europa. Eles foram aprimorados pelos holandeses e depois pelos ingleses e passaram a funcionar com eixo horizontal. No século 18 havia mais de 10 mil unidades na Holanda, onde eram empregados para a moagem de grãos, bombeamento de água e para acionar serrarias.

Os moinhos de vento foram aos poucos sendo desativados com o início da revolução industrial e a utilização de motores a vapor. Com o advento e popularização da energia elétrica, também ocorreu o desenvolvimento de moinhos de vento maiores para gerar eletricidade. Essas máquinas apareceram inicialmente na Dinamarca em 1890. Mas o baixo custo da geração elétrica por combustíveis fósseis fez com que o interesse em tal fonte de energia diminuísse.

Porém nos anos 70 a crise do petróleo e o aumento do interesse pela preservação ambiental fizeram com que a energia eólica fosse novamente considerada em todo o mundo. Nos EUA

ocorreu um grande salto na instalação de aerogeradores com a introdução de incentivos fiscais nos anos 80, mas a retirada desses incentivos e os numerosos defeitos dos modelos então empregados acabaram com o otimismo inicial. No entanto, os muitos progressos no desenvolvimento da tecnologia e a preocupação ambiental cada vez maior acabaram tornando a energia eólica cada vez mais competitiva.

Desde a segunda metade da década de 90, a utilização dessa tecnologia vem crescendo a passos cada vez mais largos em todo o mundo (Figura 1), principalmente depois da criação de acordos internacionais para a redução da emissão de gases poluentes com a adoção do Protocolo de Kyoto. Este protocolo estimula os países signatários a cooperarem entre si através de algumas ações básicas. Entre elas, reformar os setores de energia e a busca por pesquisa, promoção, desenvolvimento e aumento do uso de formas renováveis de energia.

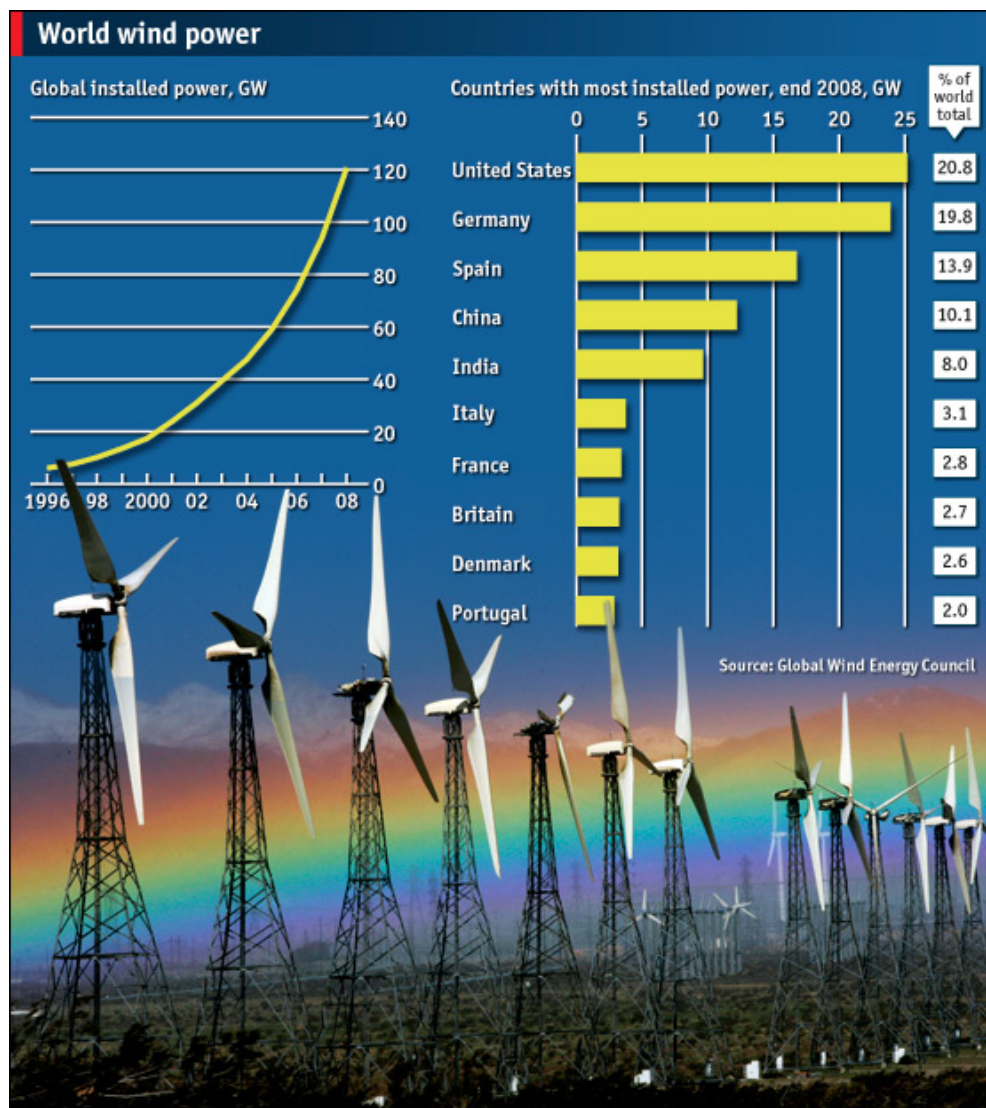


Figura 1 - Gráfico de utilização de fonte eólica no mundo (fonte: Global Wind Energy Council)



No Brasil já existe um balanço energético com 45,8% de utilização de energias renováveis (principalmente energia hidráulica), mas o crescimento das energias renováveis continua tendo um papel importante no sistema elétrico brasileiro. Programas como o PROINFA (Programa de Incentivo às Fontes Alternativas) têm estimulado o crescimento do investimento em turbinas eólicas. O principal objetivo do PROINFA é a diversificação da matriz energética brasileira. Este programa, instituído pela lei nº 10.438 de 26 de Abril de 2002 e revisado pela lei nº 10.762 de 11 de novembro de 2003, promoverá a implantação de 3.300 MW de geração cujo início era previsto para até 30 de dezembro de 2006. Este prazo foi recentemente adiado para 2008.

Entretanto, no atual estágio a geração eólica ainda representa um papel secundário no Brasil, sendo a sua capacidade instalada extremamente modesta se comparada com diversos países de todo o mundo. Entre 1999 e 2005 a capacidade instalada de energia eólica teve aumentos muito pequenos, entretanto, a expectativa de grande crescimento iminente começou a ser correspondida mais recentemente. No fim de 2005 a capacidade instalada acumulada total era de 28,55 MW, mas somente durante o ano de 2006 foram instalados 208 MW chegando a um total de 239 MW e a incrível marca de 717 % de crescimento. Espera-se que seja anunciado um programa para energia eólica para instalação de 5.000 MW entre os anos de 2009 e 2015.

Por outro lado, a maior parte da tecnologia utilizada na geração eólica é importada e, além dos prejuízos para a economia provocados pela saída do capital, os aerogeradores são projetados para condições diferentes das encontradas no Brasil, fazendo com que o potencial eólico não seja completamente aproveitado. Com isso, torna-se cada vez mais necessária a realização de estudos e pesquisas para auxiliar esse crescimento da utilização de energia eólica na matriz energética brasileira.

Já no caso da energia advinda das correntes dos rios, vemos que a mesma é muito mais recente que a eólica. Seu estudo só começou a ser realizado no século passado. Em 1930, o pesquisador Alexander M. Gorlov desenvolveu uma turbina hidrocínética com pás helicoidais, sendo mais eficiente e gerando menos vibrações que uma turbina de pás retas, uma vez que sempre haverá uma pá pronta para receber o fluxo de água.



Figura 2 - Turbina hidrocínética Gorlov (fonte: [www.worldchanging.com](http://www.worldchanging.com))

Os primeiros testes desse tipo de turbina foram realizados em 1996, no Laboratório de Turbinas Helicoidais de Massachusetts, Cambridge, USA. A partir destes testes, verificou-se que esta é uma máquina que ocupa pouco espaço, sendo leve e fácil de manusear e que apresenta baixo custo de fabricação e pequena vibração mecânica.

Esse tipo de turbina hidráulica é capaz de gerar até 5 kW de potência, operando independentemente da direção da correnteza. Outro ponto importante é o fato desse equipamento ser considerado ecológico, já que seu aspecto construtivo, ou seja, dimensão, ângulo e distanciamento entre suas pás, que permitem a passagem de peixes, não contribuindo para degradação do meio ambiente.

## 1.2 MOTIVAÇÃO

A Universidade de Brasília sempre foi uma instituição engajada nos assuntos do meio ambiente. Os departamentos de engenharia da UnB, da mesma maneira, buscam inovações tecnológicas que visam melhorar cada vez mais as condições ambientais do nosso país. Nesse sentido, a motivação para a construção de uma bancada para testes de powertrains de turbinas eólicas e hidrocínéticas é de extrema relevância no estudo de novas tecnologias no âmbito de fontes de energia.

A busca por fontes de energia limpa para a geração de eletricidade tem crescido ao longo dos anos em todo planeta, já que os recursos energéticos convencionais, baseados em

combustíveis fósseis são nocivos ao meio ambiente. Esse crescimento deve-se a preocupação com a escassez desses combustíveis no futuro, assim como a geração de passivos ambientais. Dentre essas fontes alternativas de energia, destacam-se a eólica e hidrocínética.

Por ser abundante e pouco poluente, a energia eólica é uma fonte promissora, tanto para o atendimento de grandes centros, quanto para suprir a demanda de pequenas comunidades isoladas, sem conexão direta à rede de abastecimento.

Já a energia hidrocínética tem uma especial importância no contexto brasileiro, tendo em vista o grande potencial hídrico do Brasil. Como mostrado na Figura (3), a energia hidrelétrica representa cerca de 15% da matriz energética do país. Além disso, a parte de energia elétrica da matriz conta com 77,1% devido a hidroeletricidade (dados retirados do site da COP15 -15ª Conferência da ONU sobre Clima).

Esse tipo de fonte energética também pode ser utilizado em embarcações em alto mar, onde o acesso a qualquer outro tipo de energia é impossibilitado pelas grandes distâncias do continente e mobilidade das embarcações. O movimento das marés pode ser aproveitado para se gerar energia limpa e inacabável.



Figura 3 - Matriz energética brasileira (fonte: [www.neoenergia.com.br](http://www.neoenergia.com.br))

Neste sentido, diversas parcerias, como o Projeto Tucunaré (parceria da ELETRONORTE e a Universidade de Brasília) vêm investindo fundos e pesquisas no desenvolvimento de turbina hidrocínética para ser instalada na usina de Tucuruí, onde a mesma deverá aproveitar o potencial remanescente para gerar eletricidade em comunidades vizinhas à usina.

Porém, para que seja possível obter um aproveitamento ótimo desses recursos energéticos, é necessário que esses equipamentos estejam devidamente adequados à utilização dentro do local de sua instalação.

Primeiramente o Departamento de Engenharia Elétrica se interessou pelo o assunto e decidiu adquirir um motor WEG de 22 kW para realizar testes em geradores comumente

utilizados, tanto em geração eólica de energia como hidrocinética. O envolvimento do Departamento de Engenharia Mecânica ocorreu devido à necessidade de estudos dinâmicos sobre esses componentes.

Aerogeradores e hidrogeradores são compostos por três partes principais. A turbina que movimenta um eixo devido à ação do fluido, vento ou água. Uma caixa de transmissão, que atua aumentando ou reduzindo a velocidade de giro do eixo. E o por fim, o gerador que transforma a energia mecânica do eixo em energia elétrica.

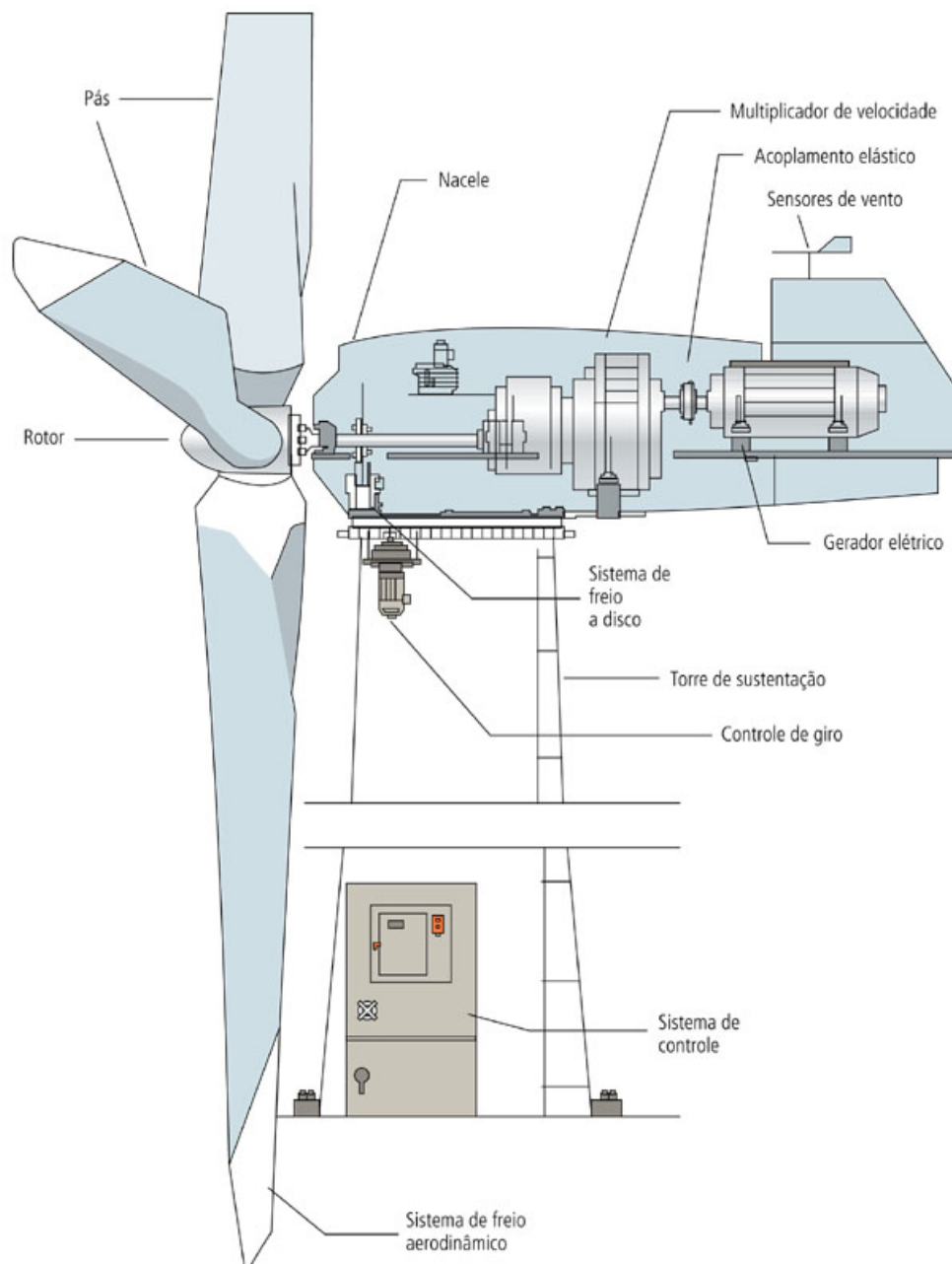


Figura 4 - Componentes de turbina eólica (fonte: CBEE/UFPE (2000) apud ANEEL (2008))

Contudo, para que se possa contar com uma energia elétrica de qualidade, interferências não podem ocorrer despercebidas. Esses fatores podem diminuir a qualidade da energia elétrica produzida, gerando defeitos e quebras em aparelhos ligados a rede.

Um fator importante a ser verificado é a influência da caixa de engrenagens multiplicadoras na qualidade da energia elétrica fornecida. Foi observado por meio de gráficos da frequência de corrente elétrica o aparecimento de diversos picos dessa grandeza. Tal acontecimento acarreta em diversos problemas na transmissão de energia, como a oscilação de luz nas lâmpadas, grande ruído em transformadores ou até mesmo a queima de circuitos elétricos.

Sabendo disso, se faz necessário uma análise dinâmica dessa caixa multiplicadora, verificando qual é a influência do acoplamento de cada dente da engrenagem na oscilação do sistema.

### **1.3 OBJETIVOS**

O presente trabalho aborda o projeto de uma bancada de testes para a emulação do sistema de transmissão eletromecânica de turbina eólica ou hidrocíntrica. De maneira resumida esta bancada é constituída de (a) um motor elétrico, (b) um inversor de frequência, (c) um redutor de velocidades, (d) uma caixa multiplicadora de velocidades e (e) um gerador elétrico. Por meio do inversor conseguimos controlar o motor de maneira que ele gire com as mesmas características de velocidade e torque de uma turbina eólica. Esse motor é acoplado em um redutor que reduz a velocidade de rotação do sistema, buscando chegar aos padrões de giro de turbinas. Em seguida o conjunto moto-redutor é ligado a uma caixa multiplicadora de velocidade, onde a rotação do sistema será aumentada, condição necessária para a geração de energia. Por fim o gerador que está ligado a esse trem de engrenagens gera eletricidade correspondente às condições iniciais adotadas.

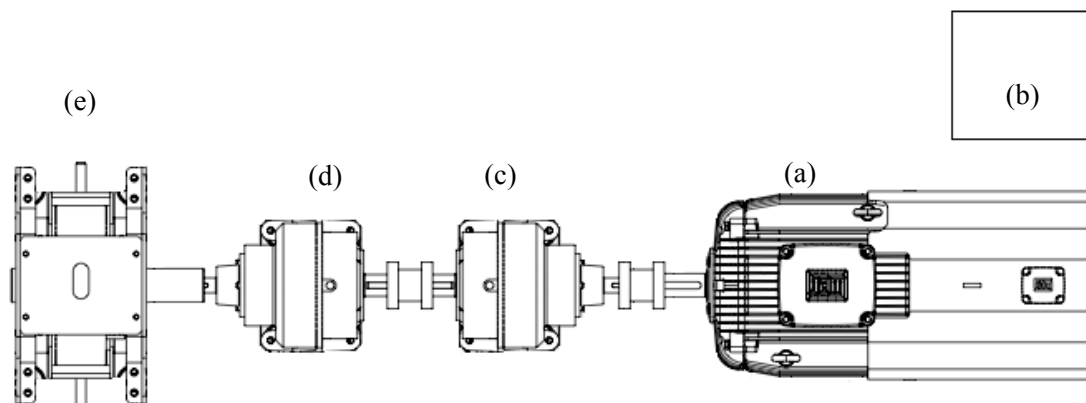


Figura 5 - Desenho esquemático da Bancada de Testes

Para a devida utilização do sistema será construída uma estrutura metálica onde os equipamentos serão instalados posteriormente. Essa estrutura foi projetada usando os princípios básicos de mecânica dos materiais, calculando suas dimensões baseando-se nos limites de escoamento dos materiais a serem usados em sua fabricação.

Um ponto importante da estrutura da bancada são os suportes do motor, redutor, caixa multiplicadora e gerador. Em um primeiro momento, pensou-se em construir apenas suportes fixos, onde os equipamentos não teriam nenhum tipo de mobilidade. Entretanto, para facilitar o alinhamento dos equipamentos, assim como possibilitar testes envolvendo desalinhamento no futuro, projetou-se suportes com dois graus de liberdade, além de todos os suportes poderem deslizar sobre a estrutura da bancada.

Entender o funcionamento de uma turbina eólica ou hidrocínética é de extrema importância para o desenvolvimento desse tipo de tecnologia. Até o momento, os efeitos de interferência gerados na energia produzida são considerados como sendo provenientes das variações no fluxo de ar ou água incidente sobre a turbina. Entretanto, sabe-se também que existem efeitos de vibração vindos das folgas nos engrenamentos da caixa de transmissão de potência, o que nos leva a considerar esse tipo de fenômeno como fonte de perturbações na energia produzida.

Dessa maneira, uma bancada de testes de caixas de transmissão poderá validar experimentalmente modelos desenvolvidos teoricamente. Assim, o objetivo principal desse projeto é construir uma bancada de testes para emulação do comportamento dinâmico de uma turbina para geração de energia, focando no comportamento e influências da caixa de transmissão desse sistema.

## 1.4 ESTRUTURA DO PROJETO

Esse projeto é dividido em 7 capítulos, que abordaram desde de uma contextualização sobre energias eólica e hidrocínética e a física envolvida nesse tipo de tecnologia, até o pré-dimensionamento da estrutura da bancada de testes e sua construção.

**O capítulo 1** aborda o histórico da energia eólica no mundo, mostrando como esse tipo de fonte energética vem evoluindo e seus potenciais futuros. A energia hidrocínética também é referenciada, mostrando que essa tecnologia é bem mais recente que a eólica, mas como grandíssimo potencial.

**O capítulo 2** apresenta uma breve referência bibliográfica, abordando principalmente a física envolvida na dinâmica dos elementos de geradores hidrocínicos e eólicos e um breve histórico sobre simuladores de turbinas.

**O capítulo 3** aborda os principais fatores que levaram a escolha do atual formato para a bancada de testes, apresentando também os pontos positivos e negativos de cada um dos formatos pensados anteriormente.

**O capítulo 4** fala sobre os requisitos dessa bancada de testes, relacionando todos os equipamentos, motor, caixas de transmissão e gerador, que serão instalados nessa estrutura, apresentando o nível de desempenho de cada um deles.

**O capítulo 5** abrange todo o dimensionamento da estrutura e suportes da bancada. Esse capítulo também conta com as especificações técnicas e de funcionamento de cada um desses elementos.

**O capítulo 6** mostra uma breve previsão para a instrumentação da bancada, apresentando os equipamentos que foram escolhidos para essa tarefa.

**O capítulo 7** discorre sobre as conclusões finais do projeto, assim como as expectativas para construção da bancada.

## **2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

### **2.1 HISTÓRICO DE SIMULADORES DE TURBINAS PARA A GERAÇÃO DE ENERGIA**

Nos últimos anos, estudos sobre simuladores de turbinas para a geração de energia elétrica foram realizados por diferentes grupos de pesquisa. Por diversos anos, máquinas de corrente contínua (CC) eram as únicas utilizadas para este objetivo. Autores de “Wind Turbine Simulator Using a DC Machine and a Power Reversible Converter” e “Experimental Rig to Emulate Wind Turbines” fizeram estudos equivalentes, ao utilizarem motores de corrente contínua com o controle da corrente da armadura. Em “Wind Turbine Simulator Using a DC Machine and a Power Reversible Converter” o motor CC é controlado com a utilização do torque eletromagnético. O circuito da armadura e do campo foi controlado de modo que a máquina CC obtenha as características estáticas de uma turbina eólica.

Embora uma máquina CC seja ideal no quesito controle, é em geral mais cara e volumosa se comparada com uma máquina de corrente alternada (AC) de potência equivalente, além da necessidade de uma manutenção constante devido à utilização de comutadores e escovas. Tendo isso em vista e ao grande avanço da eletrônica de potência, surgiram cada vez mais pesquisas utilizando máquinas de indução, apresentando algumas variações entre esses diversos estudos.

Em “Development of a Wind Turbine Simulator for a Wind Energy Conversion Systems – Experimental Results” e “A Survey on Variable-Speed Wind Turbine System”, os autores fizeram estudos equivalentes ao controlar uma máquina de indução para que ela gere no seu eixo o mesmo torque que uma turbina eólica, o que gera a possibilidade de estudo de situações de regime permanente de um sistema de geração de energia eólica.

Os autores de “Wind Turbine Emulator for Energy Quality Studies” buscaram a emulação da turbina, levando em consideração a reprodução das condições de regime transitório de uma aerogerador fazendo com que a máquina de indução que emula a turbina fosse acionada com a mesma variação de velocidade do modelo de turbina que é simulado.



## **2.2 ALTERNATIVAS PARA A SIMULAÇÃO DE TURBINAS**

Para a simulação da dinâmica do sistema de geração eólica em uma bancada experimental existem três alternativas possíveis que podem ser seguidas. Cada uma delas tem características peculiares que valem ser destacadas.

### **Mesma Inércia:**

Nesse caso, o sistema simulado tem a mesma inércia do sistema real vista pelo eixo do gerador. Apesar da massa do sistema ser de elevada grandeza, a inércia da turbina é reduzida de um modo inversamente proporcional ao quadrado da relação de transformação da caixa de engrenagens.

Com isso, torna-se factível a montagem desse sistema com a utilização de volantes de inércia. Mas esse sistema tem como grande desvantagem o fato de ser necessário um novo volante de inércia para cada turbina que se queira simular.

### **Mesmo torque:**

Com esse sistema, a turbina simulada é controlada oferecendo ao eixo o mesmo torque que a turbina real possuiria para uma determinada velocidade do vento e do eixo da turbina.

Assim, é obtida a simulação somente das condições de regime permanente do sistema, ignorando-se o regime transitório do sistema. Dessa maneira, aspectos importantes como a qualidade da energia gerada não é possível ser estudada de maneira correta.

### **Mesma variação de velocidade:**

Essa alternativa faz com que o sistema emulado na bancada experimental obtenha a mesma variação de velocidade do sistema real que se quer simular. Desse modo, o sistema reproduz as condições de regime permanente e transitório do sistema.

Com isso, é a única alternativa no qual é possível simular diversas turbinas distintas com a possibilidade de estudo da qualidade da energia gerada através da análise do transitório do sistema.

## 2.3 DINÂMICA DO MOVIMENTO DAS MASSAS GIRANTES EM TURBINAS EÓLICAS E HIDROCINÉTICAS

O rotor de uma turbina para a geração de energia elétrica pode ser acoplado diretamente ao eixo do gerador, ou então através de uma caixa multiplicadora de velocidades Figura (6). O modelo tradicionalmente utilizado para representar o comportamento dinâmico desse conjunto é o que utiliza um sistema composto por duas massas e seus respectivos momentos de inércia, sendo que uma massa representa a turbina eólica completa e a outra o rotor do gerador. Essas massas são conectadas por um eixo que tem sua rigidez e amortecimento modelador, como mostrado na Figura (6). Uma caixa de engrenagens com uma relação  $K_E$  é utilizada para acoplar o lado de baixa velocidade da turbina com o lado de alta velocidade do gerador.

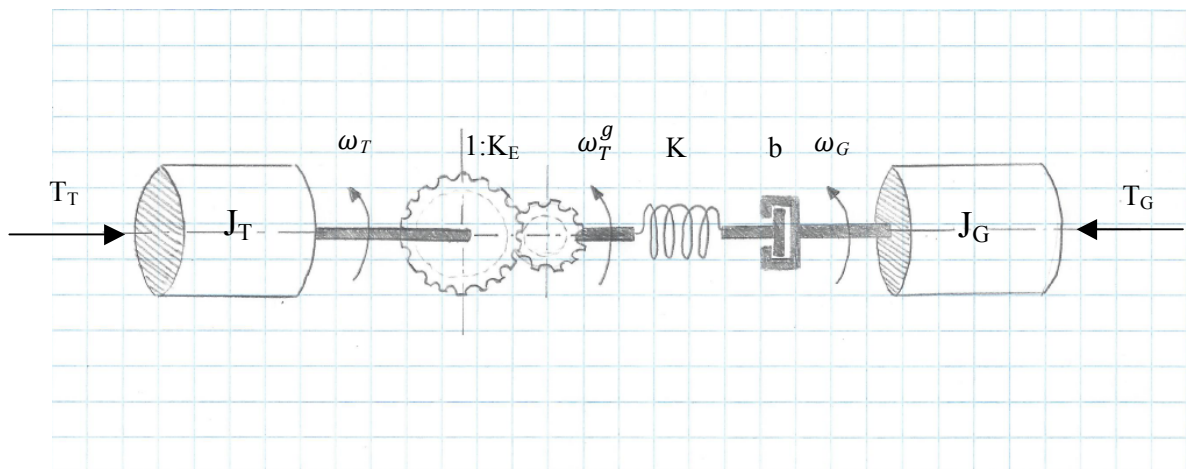


Figura 6 - Desenho esquemático de elementos de aerogeradores

onde:

$J_T$  é o momento de inércia da turbina;

$J_G$  é o momento de inércia do gerador;

$k$  é a rigidez do eixo de acoplamento;

$b$  é o amortecimento do eixo de acoplamento;

$K_E$  é a relação de transformação da caixa de engrenagens.

Quando se trabalha com geradores que operam com rotação variável uma abordagem mais simplificada é possível, desprezando-se a dinâmica do eixo, obtendo a relação  $\omega_T^g = \omega_G$ . Com isso pode-se utilizar um modelo com apenas uma massa e inércia equivalentes. Esse modelo simplificado é mostrado na Figura (7).

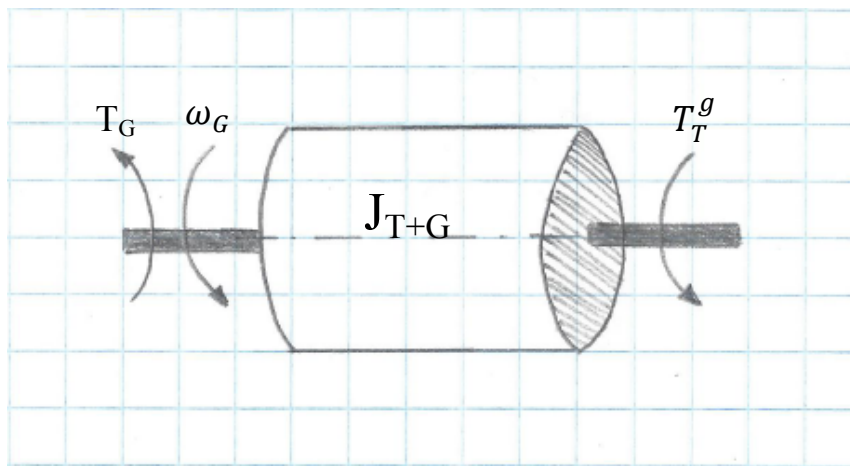


Figura 7 - Desenho esquemático simplificado das massas girantes que compõem um aerogerador

onde:

$J_{T+G}$  é o momento de inércia total do conjunto turbina/gerador.

Por conveniência, todas variáveis e constantes do sistema devem estar referenciadas para uma mesma base de velocidade e torque. Referenciando tudo para o lado de alta velocidade da caixa de engrenagens (lado do gerador) temos:

$$\begin{cases} T_T^g = K_E^{-1} \cdot T_T \\ \omega_G = K_E \cdot \omega_T \\ J_{T+G} = J_G + K_E^{-2} \cdot J_T \end{cases} \quad (2.1)$$

Neste caso o sistema pode ser representado pela equação

$$T_T^g - T_G = J_{T+G} \cdot \omega'_G \quad (2.2)$$

### **3 BANCADA DE TESTES DE SISTEMA ELETROMECAÂNICO DE GERAÇÃO DE ENERGIA**

O principal objetivo de uma bancada de testes para sistemas de geração de energia do tipo eólica e hidro cinética é conseguir reproduzir dentro de um laboratório, em escala reduzida, o funcionamento de uma turbina de geração de energia. Como foi já foi mencionado, existe uma grande necessidade de se saber como é o comportamento desse tipo de sistema, buscando entender qual é a influência de cada componente que o compõe.

No caso específico da bancada que será construída para a UnB, o principal tipo de turbina a ser testado, em um primeiro momento, será o equipamento hidro cinético do projeto Tucunaré. Essa turbina trabalha a uma velocidade de rotação de 15 rpm e o gerador acoplado a ela produz energia girando a 500 rpm.

Dessa maneira, esse projeto buscou a melhor forma de reproduzir, da maneira mais fiel possível, as condições de funcionamento da turbina hidro cinética do projeto Tucunaré. Entretanto, seria mais interessante contar com um equipamento que pudesse não somente reproduzir um tipo específico de turbina, mas também que conseguisse simular o funcionamento de uma maior gama desse tipo de equipamento.

Segue abaixo todas as concepções estudadas para o formato da bancada.

#### **3.1 PRIMEIRA CONCEPÇÃO (MOTOR – GERADOR)**

A primeira concepção de bancada de testes consistiu na utilização de um motor ligado diretamente a um gerador Figura (8), onde um motor simularia o comportamento da turbina e caixa multiplicadora, por meio de inversor de frequência, e o gerador seria similar a um utilizado nesses equipamentos. Esse formato é a maneira mais simples de se simular o comportamento desses equipamentos.

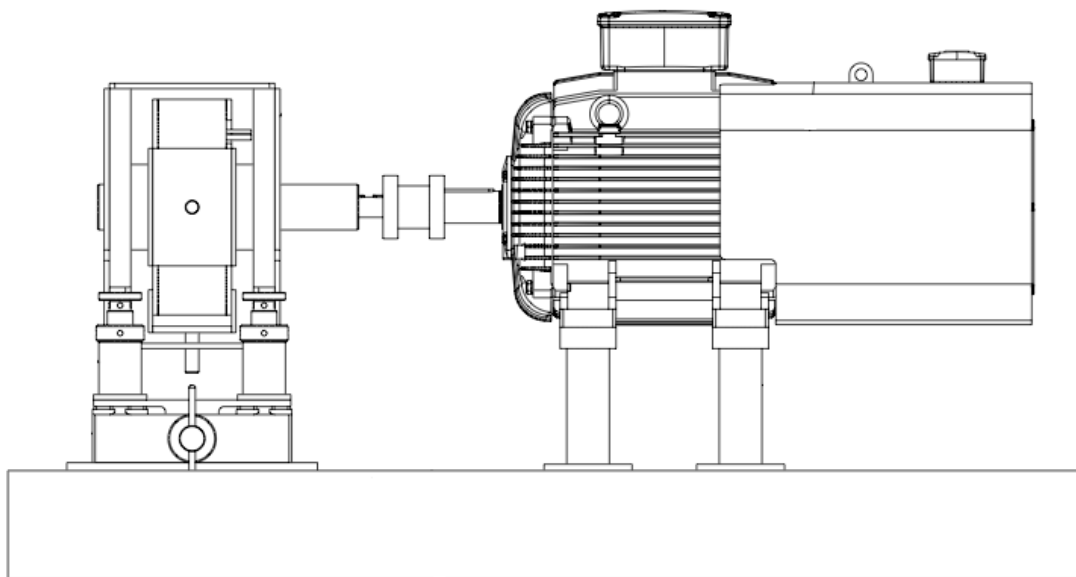


Figura 8 - Bancada - Motor e Gerador

Entretanto, o objetivo principal do projeto é realizar testes específicos nas caixas de transmissão que fazem parte do sistema. Dessa maneira, mesmo sendo possível simular o comportamentos desses equipamentos com essa concepção, seria mais interessante utilizar uma bancada que contasse com caixas de transmissão.

### **3.2 SEGUNDA CONCEPÇÃO (MOTOR – CAIXA MULTIPLICADORA – GERADOR)**

Com o objetivo de se estudar a fundo com comportamento das caixas de transmissão em geradores eólicos e hidrocinéticos, a segunda ideia foi de se instalar, entre o motor e o gerador, uma caixa multiplicadora de velocidades, Figura (9). Com esse equipamento, o motor simularia as velocidades baixas da turbina, que seriam aumentadas, passando a trabalhar nas altas faixas de rotação que um gerador precisa. Mesmo sendo mais cara, já que conta com mais equipamentos, esse tipo de bancada pode ser utilizada para simular um número maior de turbinas, o que evitaria a necessidade de se construir outros tipos de bancada no futuro.

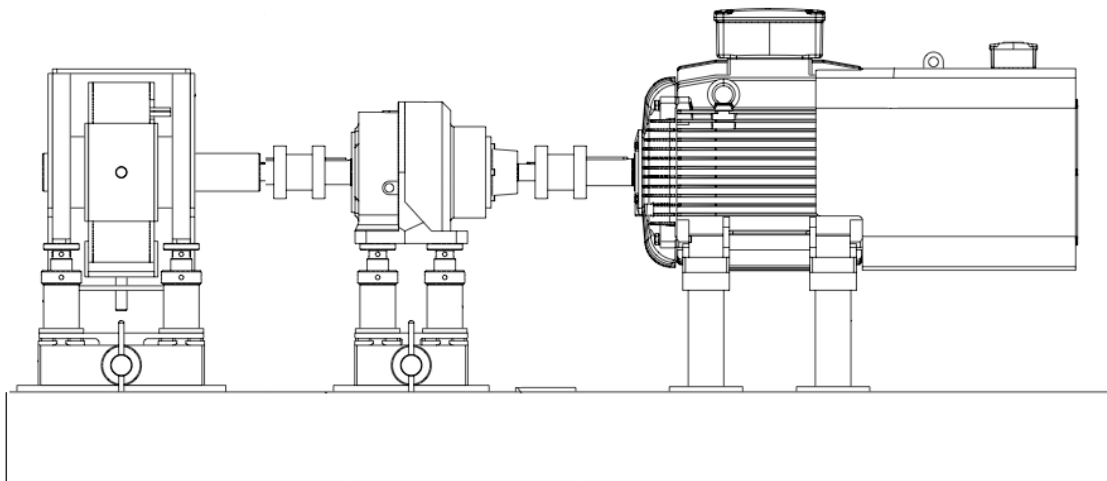


Figura 9 - Bancada - Motor, Caixa Multiplicadora e Gerador

Porém, como é mostrado na Figura (10), o ponto em que o torque do motor é o mesmo do gerador ocorre em apenas 860 rpm. Além disso, sabe-se que a turbinas Tucunaré gira a uma velocidade de 15 rpm. Dessa maneira, o motor selecionado para o projeto não seria capaz de trabalhar nessas condições impostas de maneira eficiente, sendo necessária a aquisição de um novo mais potente.

### 3.3 CONCEPÇÃO FINAL (MOTOREDUTOR – CAIXA MULTIPLICADORA – GERADOR)

Levando em consideração o que foi dito anteriormente, viu-se então a necessidade de se instalar um redutor de velocidades entre o motor e a caixa multiplicadora. Com esse equipamento, pode-se trabalhar com o motor em sua faixa de funcionamento de torque ótimo e ainda assim obter rotações baixas no eixo.

Explicando de maneira geral, o motor trabalha a 860 rpm, ponto em que ele atinge a sincronia com o gerador e uma boa faixa de torque, que equivale a 227 N.m. Em seguida um redutor rebaixa a velocidade no eixo o mais próximo de 15 rpm. Na etapa seguinte a caixa multiplicadora eleva, então, a rotação do sistema para 500 rpm, velocidade necessária para o gerador funcionar dentro dos padrões do equipamento a ser simulado.

Com essa solução a bancada fica completa, Figura (11), podendo simular uma gama extensa de turbinas, já que ampliamos as condições de funcionamento do motor, tanto com o redutor, quanto com a caixa multiplicadora.

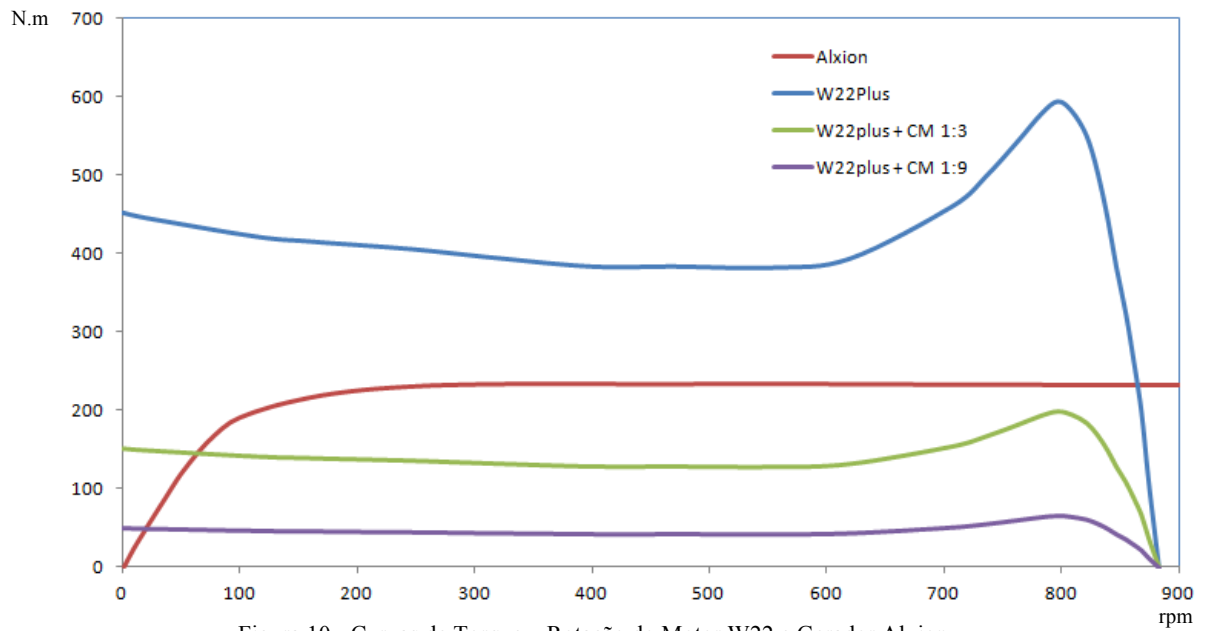


Figura 10 - Curvas de Torque x Rotação do Motor W22 e Gerador Alxion

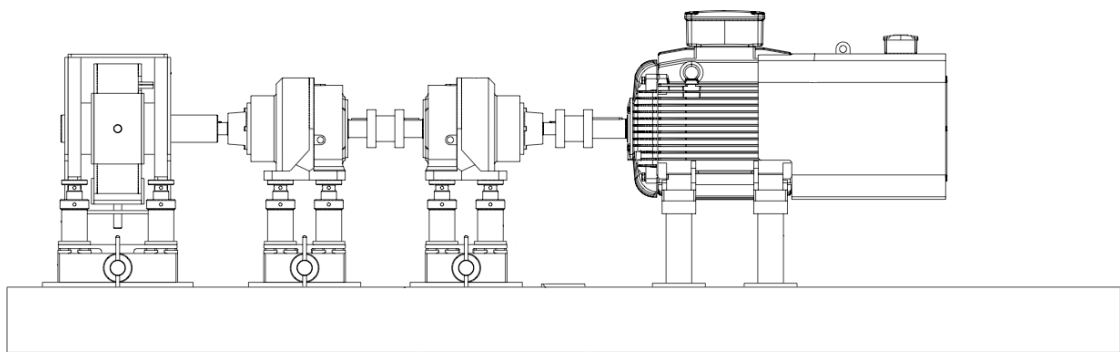


Figura 11 - Bancada - Motor, Redutor, Caixa Multiplicadora e Gerador



## 4 EQUIPAMENTOS DA BANCADA DE TESTES

### 4.1 EQUIPAMENTOS DA BANCADA DE TESTES

Nesse capítulo serão especificados os equipamentos que farão parte da bancada de testes, junto com suas respectivas informações relevantes para o entendimento do sistema. Nas seções a seguir serão mostradas também curvas de desempenho desses equipamentos, que auxiliaram na escolha das suas faixas de funcionamento.

#### 4.1.1 MOTOR:

Para o presente estudo, foi decidido que para emular uma turbina eólica ou hidrocínética, iremos utilizar um motor elétrico. Esse equipamento irá trabalhar na mesma faixa de rotação aplicando sobre o eixo o mesmo torque de trabalho de uma turbina. Para que isso ocorra, o motor deve contar com certas características específicas de funcionamento.

O motor escolhido para esse projeto é o W22 plus da WEG, Figura (12). Esse motor possui uma alta eficiência e é capaz de atingir os níveis de desempenho requeridos na simulação das turbinas. Como mencionado no capítulo anterior, esse motor, deverá trabalhar a 860 rpm, valor que pela Figura (14), corresponde a um torque em torno de 227 N.m.



Figura 12 - Motor WEG W22 (propriedade UnB)

### **Especificações técnicas do motor WEG W22:**

- |                                   |                                   |
|-----------------------------------|-----------------------------------|
| • Carcaça: 225S/M;                | • Carcaça: 225S/M;                |
| • Potência: 30 Hp;                | • Potência: 30 Hp;                |
| • Frequência: 60 Hz;              | • Frequência: 60 Hz;              |
| • Polos: 8;                       | • Polos: 8;                       |
| • Rotação nominal: 885 rpm;       | • Rotação nominal: 885 rpm;       |
| • Escorregamento: 1,67%;          | • Escorregamento: 1,67%;          |
| • Tensão nominal: 380/660 V;      | • Tensão nominal: 380/660 V;      |
| • Corrente nominal: 45,0/25,9 A;  | • Corrente nominal: 45,0/25,9 A;  |
| • Corrente de partida: 302/174 A; | • Corrente de partida: 302/174 A; |
| • $I_p/I_n$ : 6,7;                | • $I_p/I_n$ : 6,7;                |
| • Corrente a vazio: 20,8/12,0 A;  | • Corrente a vazio: 20,8/12,0 A;  |
| • Conjugado: 238 Nm;              | • Conjugado: 238 Nm;              |
| • Conjugado de partida: 190%;     | • Conjugado de partida: 190%;     |
| • Conjugado máximo: 250%;         | • Conjugado máximo: 250%;         |

As Figuras (13) e (14) abaixo mostram as curvas de potência e torque do motor W22. O dado mais relevante dessas representações é o torque nominal do motor. Para efeitos de dimensionamento da estrutura, devemos considerar que o maior momento torçor realizado por esse equipamento ocorre quando o mesmo é ligado. Nesse estágio o torque do motor é 250% maior que o torque nominal. Então nos dimensionamentos da estrutura realizados nas seções seguintes iremos utilizar o torque nominal multiplicado por dois e meio.

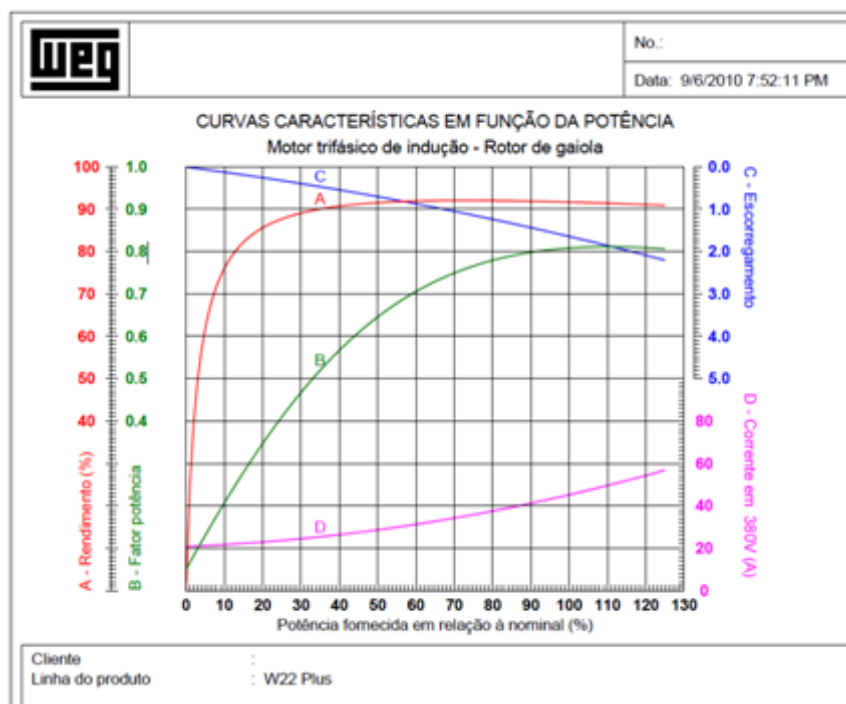


Figura 13 - Curvas características do motor W22 em função da potência  
(fonte: Catálogo WEG – Motor W22)



Figura 14 - Curvas características do motor W22 em função da rotação  
(fonte: catálogo WEG – Motor W22)

#### 4.1.2 REDUTOR E CAIXA MULTIPLICADORA

Nesse bancada serão usados um redutor e uma caixa multiplicadora para a transmissão entre o motor e o gerador. Sabendo disso decidiu-se utilizar caixas de transmissão do fabricante “YOK Acionamentos”.

Para essa bancada usaremos caixas de transmissão de mesmo modelo, o 30 rp, Figura (15) e (16). Esse modelo tem construção coaxial, o que permite um conjunto compacto e pode ser acoplado a vários tipos de motores elétricos, hidráulicos, pneumáticos, de combustão, etc.

##### Especificações técnicas do redutor YOK 30 rp:

- Potências de acionamento: 0,36 kW a 36,8 kW;
- Reduções: 3:1 a 625:1;
- Torques: 120 Nm a 3503 Nm;
- Aplicação: Motores trifásicos ou monofásicos.

O Redutor YOK tem as seguintes características:

Modelo	Redução	Rotação na Entrada (rpm)	Rotação na Saída (rpm)
30 rp – 3 estágios	36:1	860	23,9

A Caixa Multiplicadora YOK tem as seguintes características:

Modelo	Multiplicação	Rotação na Entrada (rpm)	Rotação na Saída (rpm)
30 rp – 3 estágios	1:27	23,9	645



Figura 15 – Redutor/Caixa multiplicadora YOK 30 rp acoplada a um motor elétrico  
(fonte: Catálogo YOK – Redutor 30 rp)

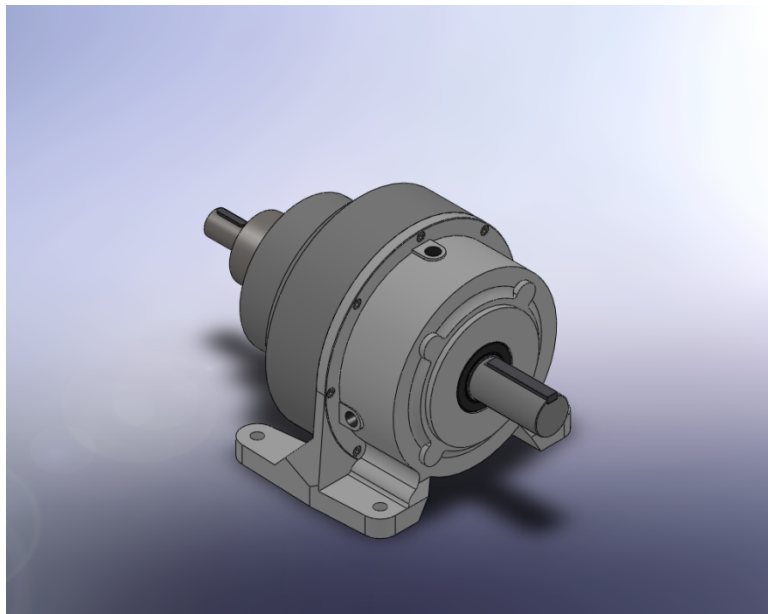


Figura 16 - Caixa multiplicadora YOK 30 rp (fonte: YOK Acionamentos)

#### **4.1.3 GERADOR:**

Nesse projeto será utilizado um gerador STK da Alxion. Esse gerador não possui carcaça é construído para trabalhar com turbinas de baixa e média potência. Esse equipamento é fabricado em diferentes tamanhos e configurações, o que aumenta sua faixa de uso.

### Especificações técnicas do gerador Alxion:

- Potência entre 200 W a 99 kW dependendo do tamanho e da faixa de velocidade;
- Velocidades de funcionamento entre 80 rpm a 1500 rpm;
- 6 diâmetros total de fabricação entre 145 mm a 795 mm;
- Diâmetro interno entre 56 mm a 630 mm;
- Várias voltagens disponíveis até 500 V.

Abaixo segue a Figura (17) que apresenta uma tabela contendo as especificações técnicas desse gerador:

		145STK2M		145STK4M		145STK6M		145STK8M	
Rated speed	Rpm	650	1500	650	1500	650	1500	650	1500
Rated power (1)(2)	W	571	1683	1285	3250	1937	4163	2539	5550
Current at rated speed (1)	Amps	1.4	4.2	3.2	8.1	4.9	10.4	6.4	13.9
Voltage at rated power (1)(2)(3)	V	133	133	133	133	133	133	133	133
Power at half speed (1)(2)	W	204	667	460	1538	769	2296	1016	3007
Phase resistance at 20°C	Ohm	20.7	4.55	8.65	1.36	4.17	0.59	3.00	0.42
Phase inductance	mH	106.55	23.4	61.99	9.81	34.01	4.9	26.57	3.67
Phase emf at 20°C (4)	V	210.5	228.6	227.1	206.7	206.3	179.9	209.8	180.0
Rotor inertia	10 <sup>-3</sup> Kg.m <sup>2</sup>	1.28	1.28	2.24	2.24	3.19	3.19	4.14	4.14
Weight	Kg	6.2	6.2	10.4	10.4	14.5	14.5	18.7	18.7
Power cable square section	mm <sup>2</sup>	4x1.5	4x1.5	4x1.5	4x1.5	4x1.5	4x1.5	4x1.5	4x1.5

Figura 17 - Especificações técnicas de geradores STK (fonte: Alxion)

Agora, a Figura (18) apresenta um gráfico com as curvas de potência de cada modelo em relação à velocidade de rotação.

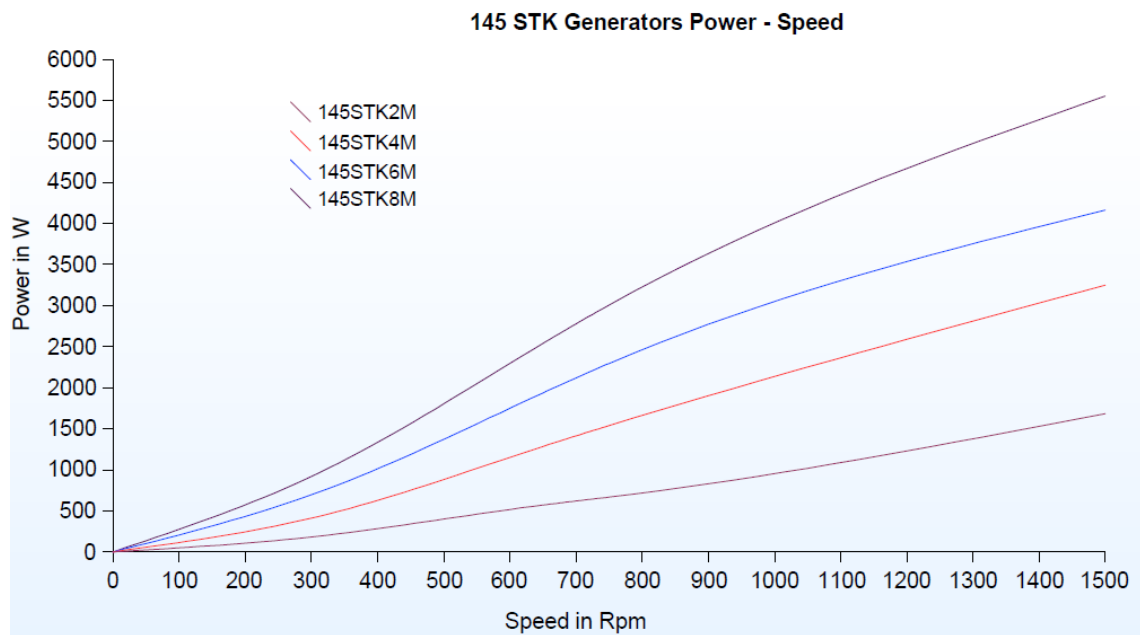


Figura 18 - Gráfico de potência por rotação do gerador (fonte: Catálogo Gerador Alxion 145STK2M)

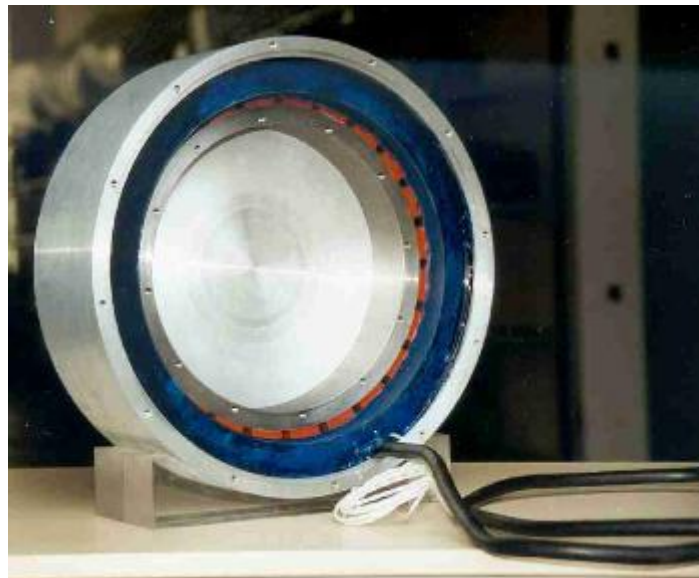


Figura 19 - Gerador STK Alxion

# 5 ESPECIFICAÇÕES DOS COMPONENTES DA ESTRUTURA

## 5.1 ESCOLHA DO FATOR DE SEGURANÇA

A escolha do fator de segurança do projeto baseou-se na metodologia descrita por Collins (2006). O método sugerido segmenta a seleção em uma série de decisões menores, semi quantitativas, que podem ser ponderadas e recombinadas empiricamente para calcular um fator de segurança de projeto aceitável, sob medida para a aplicação específica.

Para implementar a seleção do fator de segurança conforme a metodologia, consideram-se cada um dos oito fatores de penalização (NP) a seguir:

- A precisão com que podem ser determinadas as cargas, forças, deflexões ou outros indutores de falha;
- A precisão com que as tensões ou outros fatores de severidade de carregamento podem ser determinados a partir das forças ou de outros fatores indutores de falha;
- A precisão com que as resistências à falha ou outras medidas de falha podem ser determinadas para o material selecionado segundo o modo de falha adequado;
- Necessidade de se restringir material, peso, espaço ou curso;
- A gravidade das consequências da falha em termos de vidas humanas e/ou danos à propriedade;
- Qualidade da mão de obra na fabricação;
- Condições de operação;
- Qualidades da inspeção e da manutenção disponível ou possível durante a operação.

Com esses fatores, é feito uma avaliação atribuindo número de penalização variando de -4 a +4 de acordo com a Tabela (1):



**Tabela 1 - Fatores de penalização para o cálculo do fator de segurança**

<b>NP = 1</b>	Mudança <b>levemente</b> necessária de $n_d$
<b>NP = 2</b>	Mudança <b>moderadamente</b> necessária de $n_d$
<b>NP = 3</b>	Mudança <b>fortemente</b> necessária de $n_d$
<b>NP = 4</b>	Mudança <b>extremamente</b> necessária de $n_d$

O próximo passo é calcular a soma algébrica, S, dos oito números de penalização, obtendo-se Equação (5.1):

$$S = \sum_{i=1}^8 (NP)_i \quad (5.1)$$

Utilizando-se este resultado, pode ser calculado o fator de segurança de acordo com as Eq. (5.2) ou (5.3) abaixo, usando os fatores determinados na Figura (20).

$$n_d = 1 + \frac{(10 + S)^2}{100} \quad \text{para } S \geq -6 \quad (5.2)$$

$$n_d = 1,15 \quad \text{para } S < -6 \quad (5.3)$$

<b>Precisão na determinação das cargas</b>	-1
<b>Precisão na determinação das tensões</b>	-1
<b>Conhecimento da resistência dos materiais</b>	+2
<b>Necessidade de restrição de peso, tamanho.</b>	-4
<b>Gravidade das consequências de falha</b>	-2
<b>Qualidade de fabricação</b>	-1
<b>Condições de operação</b>	-1
<b>Qualidade da manutenção</b>	-1

Figura 20 - Tabela com os valores de penalização usados no cálculo do fator de segurança

Através deste método, mostrado na Figura (20) chegou-se a um Fator de Projeto igual a **2,0**.

## **5.2 CRITÉRIOS PARA O DIMENSIONAMENTO**

Nesse trabalho uma escolha fundamental foi a do layout estrutura da bancada de testes. Esse elemento deve suportar todos os esforços impostos pelos elementos acoplados a ele. Além disso, deve ser possível uma fácil montagem e desmontagem dos equipamentos instalados sobre a estrutura. Levando todos esses fatores em consideração, foi decidido que a bancada deve contar com um trilho onde os equipamentos podem andar livremente e serem posicionados da maneira mais correta, respeitados ajustes e tolerância de cada elemento.

Para o devido dimensionamento da estrutura da bancada de testes foi necessário analisar quais os verdadeiros carregamentos que a mesma será submetida. Para isso, o primeiro passo é entender o comportamento de cada equipamento, e com isso poder analisar qual sua influência sobre a estrutura.

No caso de uma bancada de testes para turbinas eólicas e hidro cinéticas, observa-se que os equipamentos que a compõe são girantes. Então, além de considerar os esforços estáticos sobre a bancada, temos que levar em conta esforços dinâmicos, que também contribuem nas possíveis falhas da estrutura.

Dessa maneira alguns passos foram tomados no dimensionamento de todas as partes da estrutura da bancada, levando em consideração o pior cenário de funcionamento possível.

Primeiramente, fez-se uma análise de qual equipamento iria gerar as maiores cargas sobre a bancada. O motor é o elemento com maior massa de todos os equipamentos, tendo assim, a maior carga estática do conjunto. Além disso, vimos que esse elemento gera também cargas dinâmicas na estrutura, devendo ser considerados esses esforços para o cálculo do chassi.

O redutor, a caixa multiplicadora e o gerador, por outro lado, produzem cargas estáticas de menor magnitude, uma vez que são bem mais leves que o motor. No caso dos carregamentos dinâmicos, toda a estrutura foi dimensionada levando em consideração os esforços dinâmicos produzidos pelo motor, já que esse é o componente que sofre mais com esse tipo de carregamento.

Com essas informações foi possível criar uma bancada que suporta todos os esforços realizados pelos equipamentos em uso, ao mesmo tempo em que possibilita a mobilidade necessária para a devida simulação do sistema como mostrado na figura (21).

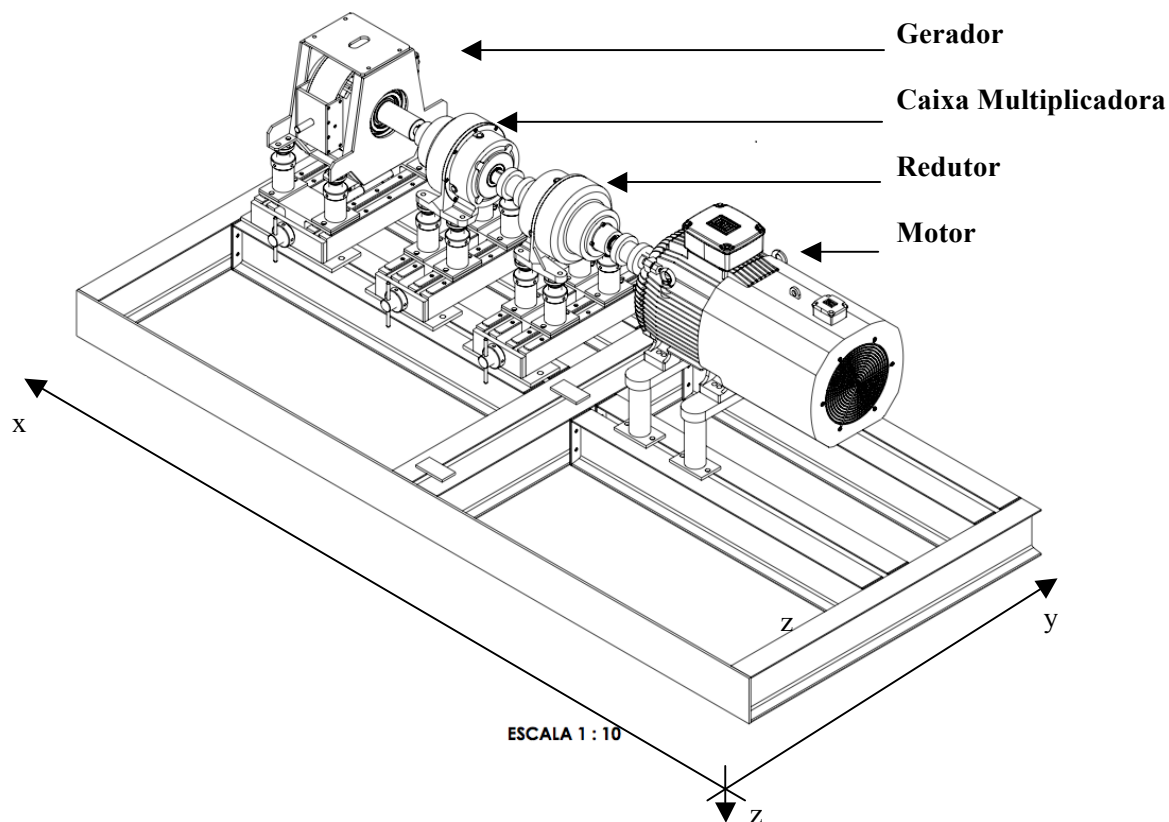


Figura 21 - Visão geral da Bancada

Nas seções a seguir será explicada a escolha e o dimensionamento de cada elemento da bancada.

### 5.3 CHASSI

Um dos principais elementos estruturais dessa bancada é sua base Figura (22). Essa parte deve ser feita de aço, já que é necessário que ela resista aos esforços impostos por toda a massa da bancada e suas cargas dinâmicas. Além disso, a base da bancada deve contar com uma inércia considerável, o que diminui vibrações e movimentações indesejáveis. Assim, foi escolhida a utilização de uma viga em I para a fabricação da base da bancada.

Esse material apresentou as características necessárias para o seu uso na estrutura da bancada. Porém, mesmo sabendo disso, cálculos e análises foram feitos posteriormente para comprovar se realmente essa viga iria resistir aos esforços necessários.

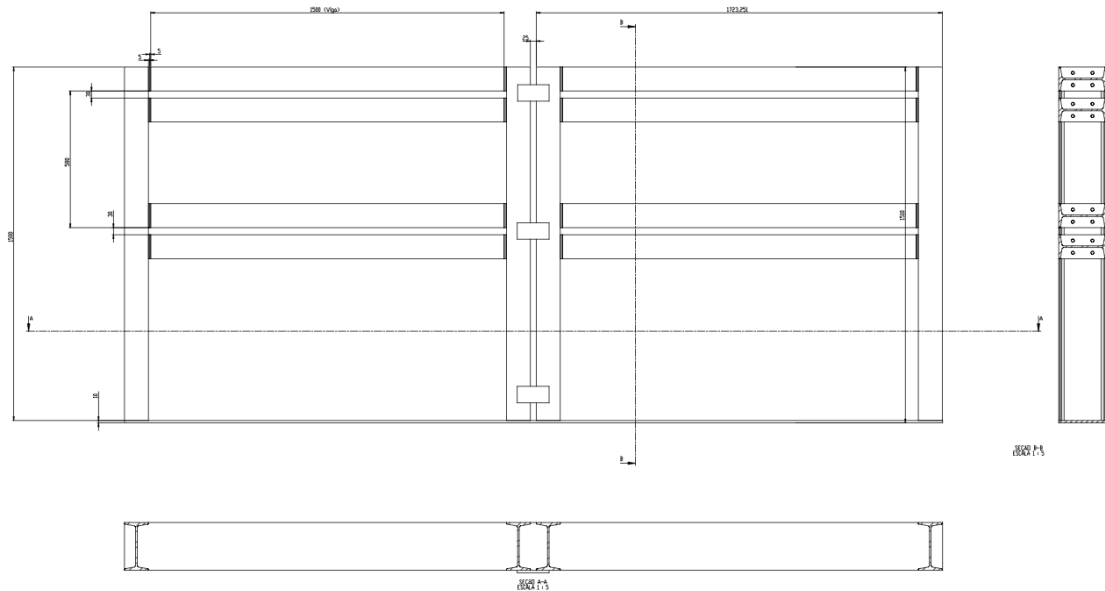


Figura 22 - Chassi da bancada três vistas

### Dimensionamento estático:

Para o dimensionamento da estrutura, usamos o livro Elementos de Máquinas de Shigley, 8ª edição (Budynas). Essa referência apresenta todas as equações necessárias para os cálculos de diversos tipos de estruturas.

Abaixo serão apresentados todos os cálculos referentes a esse dimensionamento, assim como os resultados dessa análise.

### Dados iniciais:

- $m = 349 \text{ kg}$  (motor);
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ ;
- $L = 51 \text{ mm}$ ;
- $h = 10 \text{ mm}$ ;

- Aço: AISI 1020 –  $S_y = 210 \text{ MPa}$ ;
- Fator de Segurança = 2,0.

Para esse cálculo iremos considerar primeiramente que o motor está apoiado em 4 apoios e que cada apoio está sobre 2 vigas I diferentes, logo temos:

$$m_c = \frac{m}{8} [kg] \quad (5.4)$$

onde  $m_c$  é a porção da massa total apoiada em cada viga I. Assim, substituindo na equação o valor de  $m$ , teremos:

$$m_c = 43,625 \text{ kg} \quad (5.5)$$

Agora para encontrarmos a força peso em cada viga I, multiplica-se  $m_c$  pela gravidade ( $g$ ).

$$F = m_c \cdot g [N] \quad (5.6)$$

Então o valor da força será:

$$F = 427,96 \text{ N} \quad (5.7)$$

Para se encontrar o momento fletor máximo, iremos considerar que a força é aplicada sobre uma viga engasta com as dimensões da aba da viga I. Essa suposição foi feita, pois o ponto mais crítico dessa viga I, para o carregamento em questão, é na aba da viga. Assim, vemos que o momento fletor máximo será no engaste da aba, lembrando-se da consideração de viga engastada. Assim temos que:

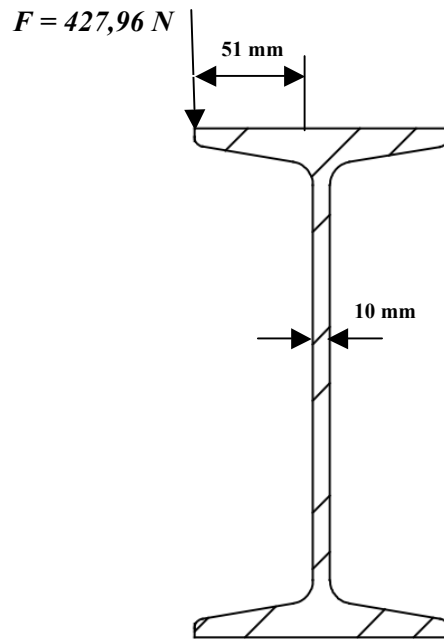


Figura 23 - Perfil I do chassi da Bancada

$$M = F \cdot L \text{ [N.m]} = 21,75 \text{ N.m} \quad (5.8)$$

Sabendo agora qual é o momento fletor máximo, pode-se calcular a tensão no ponto crítico. Conhecendo o tipo de carregamento, vê-se que as tensões nesse ponto são normais, logo podemos encontrá-la da seguinte maneira:

$$\sigma = \frac{M \cdot r}{I} \text{ [MPa]} \quad (5.9)$$

Para esse caso tem-se que  $r = h/2$ . Já o termo  $I$  trata-se do momento de inércia desse elemento. Para uma viga retangular temos que  $I = b \cdot h^3/12$ . Substituindo os valores na equação temos:

$$\sigma = \frac{6M}{b \cdot h^2} \text{ [MPa]} = 2,36 \times 10^6 / b. \quad (5.10)$$

Agora temos o valor da tensão máxima no ponto crítico em função da largura  $b$  da viga. Vamos agora comparar esse valor à tensão de escoamento do aço 1020, levando em conta um fator de segurança igual a 2,0. Assim temos:

$$b = \frac{\sigma}{2,0 \cdot S_y} [mm] = 5,61 mm \quad (5.11)$$

Com isso observa-se que para esse motor apoiado em 4 pontos, cada apoio terá que ter um comprimento de  $b$ , necessário para suportar os esforços impostos pelo peso do motor.

### **Dimensionamento (ação do torque do motor):**

#### **Dados iniciais:**

- $T_n = 238 \text{ Nm}$ ;
- $l = 355 \text{ mm}$ ;
- $F = 427,96 \text{ N}$ ;
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ ;
- $L = 51 \text{ mm}$ ;
- $h = 10 \text{ mm}$ ;
- Aço: AISI 1020 –  $S_y = 210 \text{ MPa}$ ;
- Fator de Segurança = 2,0.

Nesta seção iremos realizar o dimensionamento levando em considerações carregamentos dinâmicos sobre a estrutura. Relembrando o que foi dito anteriormente, o único carregamento dinâmico a ser considerado é o torque do motor, que é consideravelmente maior que o da caixa multiplicadora e do gerador.

Sabemos que o torque nominal do motor é igual 238 Nm. Porém sabemos que ao ligá-lo, esse valor de torque aumenta em 250%, Logo temos que o torque a ser analisado deve ser:

$$T = 2,5 \times 238 [N.m] = 595 N.m \quad (5.12)$$

Agora sabendo o valor do torque, observa-se que o torque é aplicado sobre um braço de alavanca de 355 mm. Logo a força aplicada sobre a estrutura devido a esse torque deve ser:

$$F_d = \frac{T}{l} [N] = 1676,06 N \quad (5.13)$$

Porém como no caso estático devemos dividir essa força por 8, já que o motor está apoiado em 2 suportes que estão sobre 2 vigas cada um. Então  $F_d = 209,51 N$ .

Outro ponto importante é o fato da força devido o torque ser constante, já que se pode considerar esse torque máximo como constante durante toda operação, considerando sempre o pior cenário possível. Assim, deve-se adicionar essa força dinâmica à carga do dimensionamento estático, como será demonstrado abaixo.

$$M_F = (F + F_d) \cdot L [N \cdot m] \quad (5.14)$$

Onde  $M_F$  é o momento fletor total.  $M_F = 32,39 Nm$ . Com isso, da mesma maneira que no caso estático temos:

$$\sigma = \frac{6M_F}{b \cdot h^2} [MPa] \quad (5.15)$$

Onde  $\sigma$  é a tensão total no ponto crítico. Assim considerando novamente um fator de segurança igual a 2,0, temos:

$$b = \frac{\sigma}{2,0 \cdot S_y} [mm] \quad (5.16)$$

Assim, encontra-se  $b = 8,36 mm$ . Agora sabemos qual o tamanho do apoio que o motor deverá ter para ser posicionado seguramente sobre as vigas I. Esse resultado também pode ser



utilizado para os outros equipamentos da bancada, já que eles são mais leves e geram menos torque que o motor.

#### **5.4 SUPORTE DO MOTOR**

No caso dos suportes do motor, observou-se a necessidade do mesmo ser o suporte mais resistente do conjunto, já que o motor apresenta a maior carga do sistema, tanto estática, quanto dinâmica. Para isso resolveu-se utilizar um formato de suporte usado anteriormente para o mesmo motor, mas em outra bancada.

Esse suporte pode deslizar na direção x da bancada como mostrado na figura (21), o que facilita de alinhamento e devido posicionamento em relação aos demais equipamentos do sistema.

Da mesma forma como todos outros suportes da bancada e seu chassi, o suporte do motor será fabricado em aço 1020, material consideravelmente barata e com características mecânicas compatíveis com os carregamentos do projeto.

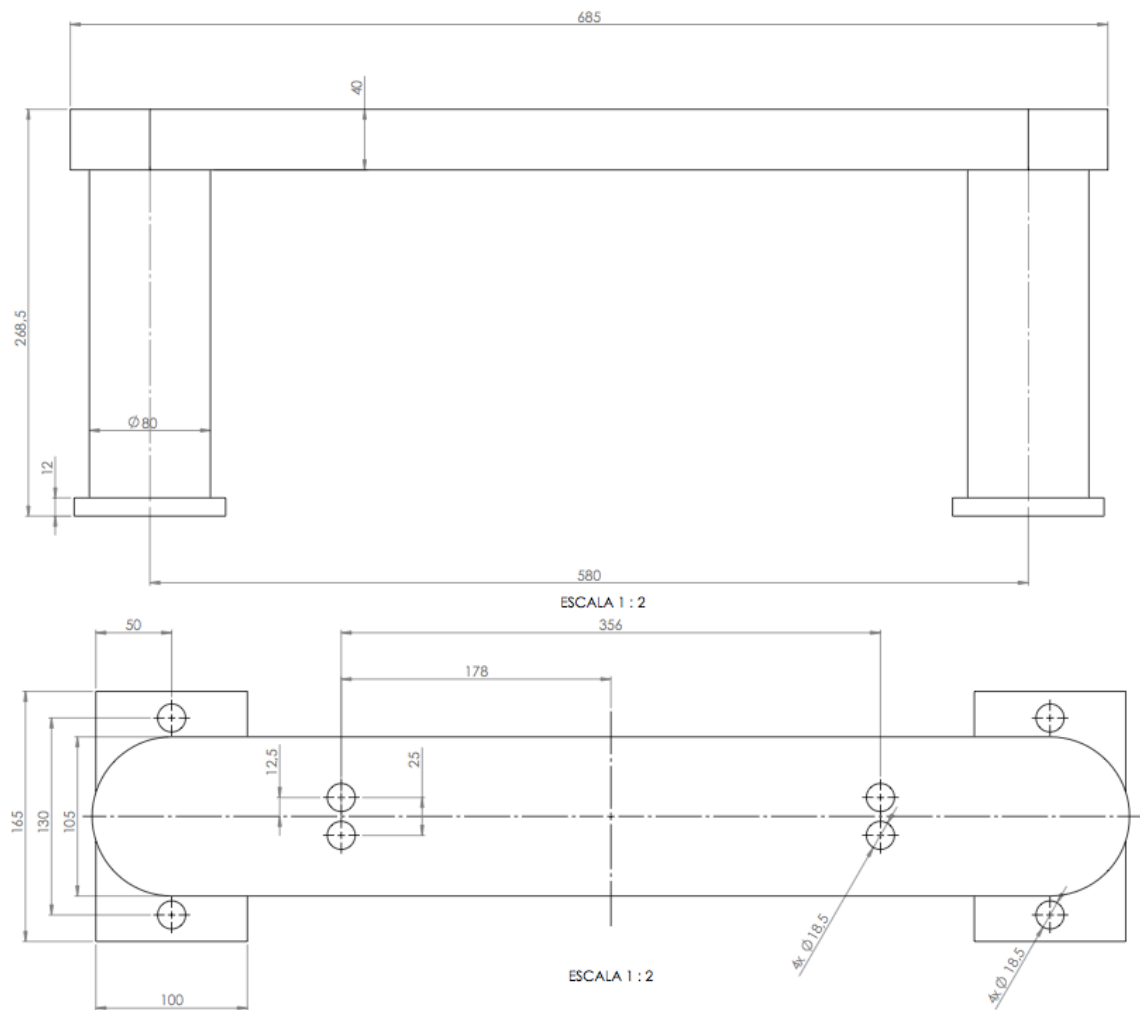


Figura 24 - Suporte do motor da Bancada duas vistas

Assim, nessa seção será verificado se esse elemento resiste aos esforços impostos pelo motor para e em funcionamento.

### Dimensionamento estático:

#### Dados iniciais:

- $m = 349 \text{ kg}$  (motor);
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ ;
- $L = 112 \text{ mm}$  (Distância entre o centro do pé do suporte até o ponto de aplicação da força);

- $h = 40 \text{ mm}$ ;
- Aço: AISI 1020 –  $S_y = 210 \text{ MPa}$ ;
- Fator de Segurança = 2,0.

Primeiramente dividiu-se a massa do motor por quatro, uma vez que esse equipamento está apoiado em quatro apoios, dois em cada suporte.

$$m_c = \frac{m}{4} [kg] \quad (5.17)$$

Onde  $m_c$  é a porção da massa total apoiada em cada viga I. Assim, substituindo na equação o valor de  $m$ , teremos:

$$m_c = 87,25 \text{ kg} \quad (5.18)$$

Agora para achar a força peso em cada ponto de apoio nos suportes, multiplica-se  $m_c$  pela gravidade ( $g$ ).

$$F = m_c \cdot g [N] \quad (5.19)$$

Então o valor da força será:

$$F = 855,92 \text{ N} \quad (5.20)$$

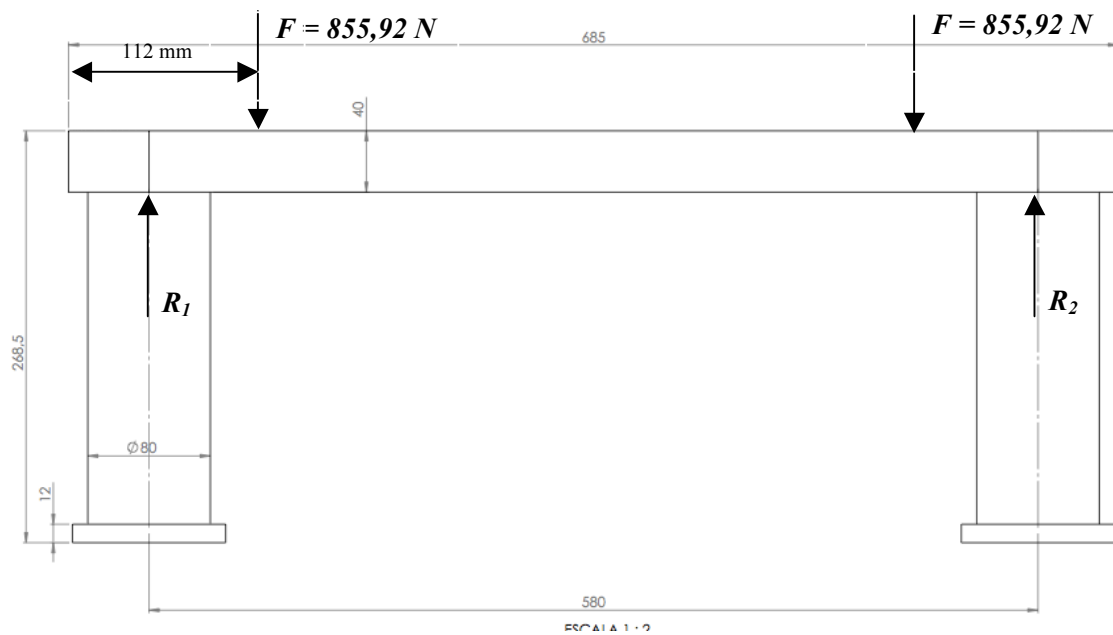


Figura 25 - Suporte do motor da Bancada vista frontal

$R_1$  é a  $R_2$  e ambas as reações valem 855,92 N.

O próximo passo é encontrar os momentos fletores máximos sobre a estrutura.

$$M = F \cdot L \text{ [N.m]} \quad (5.21)$$

Onde  $L = 112 \text{ mm}$ .  $M = 95,86 \text{ N.m}$ . Sabendo agora qual é o momento fletor máximo, pode-se calcular a tensão no ponto crítico. Como no caso da estrutura, a tensão normal máxima pode ser encontrada usando-se a seguinte expressão:

$$\sigma = \frac{6M}{b \cdot h^2} \text{ [MPa]} \quad (5.22)$$

Agora, pode-se encontrar o valor de  $b$ , que nesse caso representa a largura da chapa superior do suporte, onde o motor é fixado. Para isso utiliza-se a seguinte equação:

$$b = \frac{\sigma}{2,0 \cdot S_y} [mm] = 0,86 mm \quad (5.23)$$

Com isso observa-se que o valor de  $b$  é muito menor que a largura real do suporte que é de 105 mm, o que nos dá total certeza que esse suporte irá resistir aos esforços estáticos do motor.

### **Dimensionamento (ação do torque do motor):**

#### **Dados iniciais:**

- $T_n = 238 \text{ Nm}$ ;
- $l = 355 \text{ mm}$ ;
- $F = 427,96 \text{ N}$ ;
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ ;
- $L = 290 \text{ mm}$ ;
- $h = 40 \text{ mm}$ ;
- Aço: AISI 1020 –  $S_y = 210 \text{ MPa}$ ;
- Fator de Segurança = 2,0.

Novamente, os cálculos dinâmicos preliminares realizados no dimensionamento do chassi da bancada podem ser utilizados no suporte, como demonstrado a seguir:

$$T = 2,5 \times 238 [N \cdot m] \quad (5.24)$$

$T = 595 \text{ Nm}$ . Para se encontrar a força resultante do motor, multiplica-se a mesma pelo braço de alavanca do motor que equivale a 355 mm.

$$F_d = \frac{T}{l} [N] = 1676,06 \text{ N} \quad (5.25)$$

Levando em consideração o caso estático, deve-se dividir essa força por dois, já que o motor está apoiado em dois suportes, resultando em  $F_d = 838,03 \text{ N}$

Da mesma maneira, considerando o torque constante em toda a operação, pode-se adicionar a força resultante do torque com o peso do motor e multiplicá-los por 290 mm, que é a metade do comprimento entre os pontos de fixação do motor em cada suporte, para se encontrar o momento fletor nessa estrutura, fez-se:

$$M_F = (F + F_d) \cdot L \text{ [N.m]} = 491,25 \text{ N.m} \quad (5.26)$$

Com isso, da mesma maneira que no caso estático temos:

$$\sigma = \frac{6M_F}{b \cdot h^2} \text{ [MPa]} \quad (5.27)$$

Onde  $\sigma$  é a tensão total no ponto crítico. Assim considerando novamente um fator de segurança igual a 2,0, temos:

$$b = \frac{\sigma}{2,0 \cdot S_y} \text{ [mm]} = 4,39 \text{ mm} \quad (5.28)$$

Novamente esse valor é muito menor que a largura de 105 mm do suporte, o que mostra que esse suporte também irá suportar os esforços dinâmicos realizados pelo motor.

## 5.5 SUPORTE ALINHADOR REDUTOR/CAIXA MULTIPLICADORA

Uma das principais necessidades dessa bancada de testes é a possibilidade de se ajustar o posicionamento, de maneira exata, de cada equipamento sobre ela. Pensando nisso, projetar suportes que possibilitem movimentos em mais de um grau de liberdade se tornou extremamente necessário no projeto.

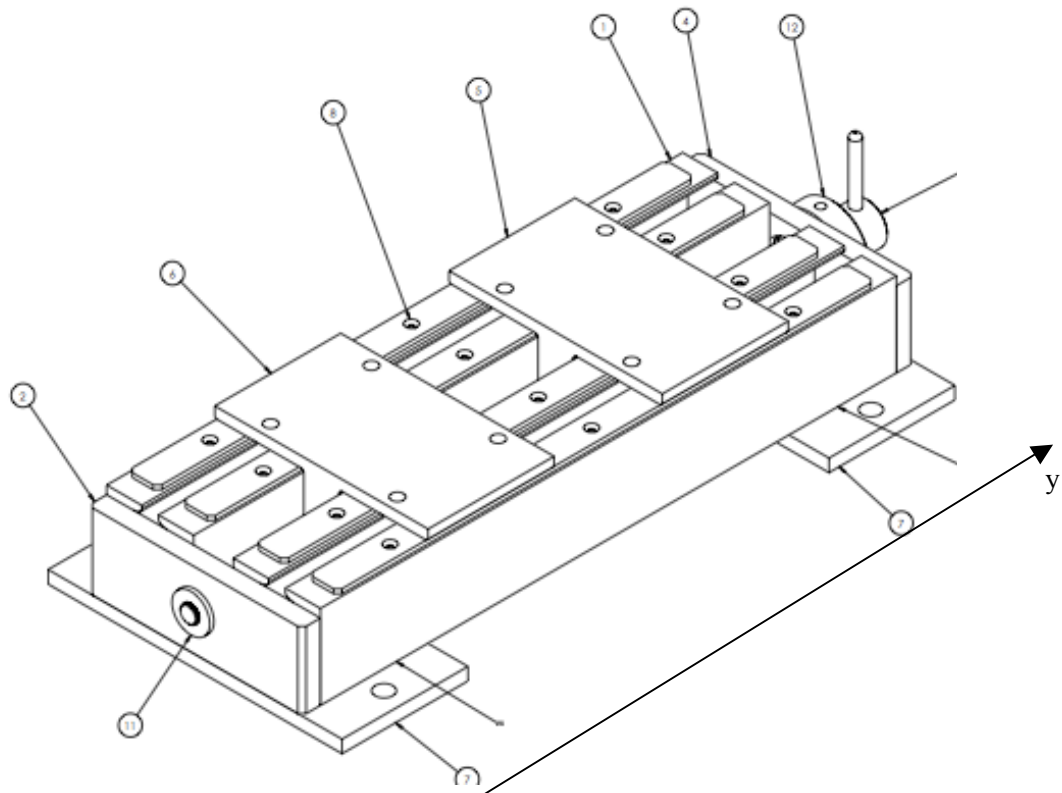


Figura 26 - Suporte Alinhador das caixas de transmissão da Bancada

O posicionamento em relação ao eixo y, como demonstrado na figura anterior, será realizado por meio de um parafuso sem fim ligado a dois suportes deslizantes. Existe uma alavanca que permite que esse parafuso seja regulado manualmente, o que possibilita um ajuste de maior precisão. Esse tipo de ajuste permite a realização de testes onde ocorrem desalinhamentos do conjunto. Tal fato aproxima ainda mais as simulações das condições reais de funcionamento de uma turbina.

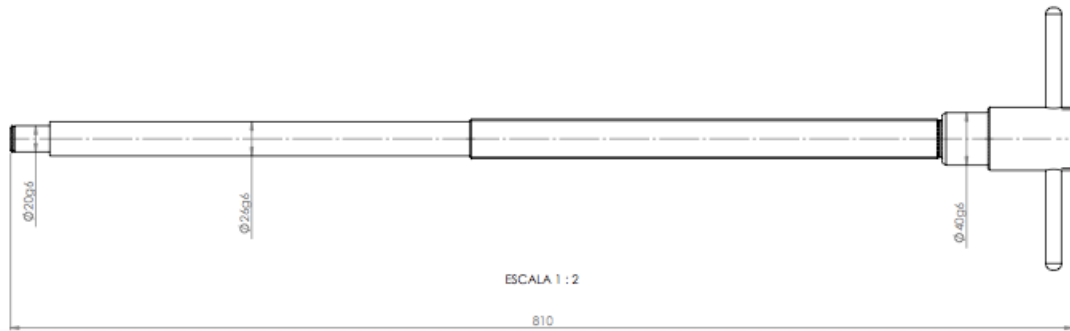


Figura 27 - Parafuso sem fim do suporte alinhador da Bancada

Para a realização desse ajuste, verificou-se se o mesmo poderá ser feito manualmente por meio da alavanca posicionada na extremidade desse parafuso. Para isso, admitiram-se os seguintes parâmetros iniciais:

- $l = 8 \text{ mm}$ ;
- $F = 1,52 \text{ kN}$  (Força devido a massa da caixa multiplicadora;
- $d_m = 26 \text{ mm}$ ;
- $f = 0,25$  (fator de atrito máximo para o aço).

Tendo estabelecido esses parâmetros iniciais, utilizou-se a seguinte expressão:

$$T_R = \frac{F d_m}{2} \left( \frac{1 + \pi f d_m}{\pi d_m - f l} \right) [N \cdot m] \quad (5.29)$$

Nesse caso tem-se um torque necessário para vencer o atrito e movimentar o conjunto de 6,92 N.m, o que corresponde a um força de 7,05 kg, admitindo-se um braço de alavanca de 100 mm.

Agora, em relação ao dimensionamento do suporte alinhador das caixas de transmissão, pode-se observar na figura (26), que esses equipamentos são fixados na estrutura por meio de dois apoios, cada um com quatro pontos de fixação. Para o dimensionamento, as mesmas etapas realizadas no suporte do motor e chassi serão feitas nessa seção, com uma ressalva. O torque nas caixas de transmissão é pequeno quando comparado ao torque do motor, logo a estrutura não sofrerá dinamicamente com esse esforço.



Segue abaixo os cálculos de dimensionamento dos suportes dos redutores:

### **Dimensionamento:**

#### **Dados iniciais:**

- $m = 128 \text{ kg}$ ;
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ ;
- $h = 12,5 \text{ mm}$ ;
- Aço: AISI 1020 –  $S_y = 210 \text{ MPa}$ ;
- Fator de Segurança = 2,0.

Como cada suporte, Figura (26), tem quatro pontos de contato com a transmissão e existem dois suportes para cada redutor, deve-se dividir a massa do redutor por 8.

$$m_s = \frac{m}{8} [kg] = 16 \text{ kg} \quad (5.30)$$

onde  $m_s$  é a massa do suporte. Agora para se encontrar a força em cada ponto de contato, faz-se:

$$F = m_s \cdot g [N] \quad (5.31)$$

**$F = 156,96 \text{ N}$** , que serão aplicados como na figura abaixo.

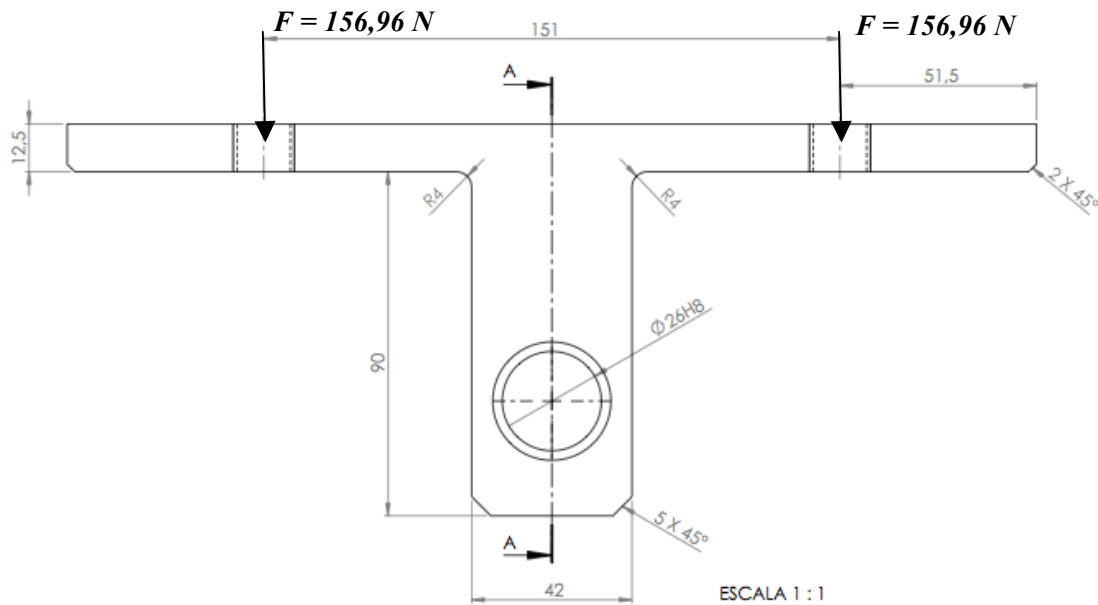


Figura 28 - Suporte deslizante do suporte alinhador da Bancada

O momento fletor na estrutura da seguinte forma:

$$M = F \cdot L \text{ [N.m]} \quad (5.32)$$

Levando-se em consideração que as duas abas são simétricas e estão engastadas no ponto central, podemos somar os momentos nesse ponto. Assim o momento fletor será  **$M = 23,70 \text{ N.m}$** .

Da mesma forma que foi feita para as estruturas anteriores, a tensão normal pode ser calculada da seguinte forma:

$$\sigma = \frac{6M}{b \cdot h^2} \text{ [MPa]} \quad (5.33)$$

Isolando b e comprando essa tensão ao limite de escoamento do aço 1020 utilizado, tem-se:

$$b_s = \frac{\sigma}{2,0 \cdot S_y} [mm] = 2,17 mm \quad (5.34)$$

valor muito abaixo da largura do suporte que é de 150 mm, o que nos dá a plena certeza que esse suporte resistirá aos esforços impostos pelas caixas de transmissão apoiados sobre eles.

Outra parte importante desses suportes é a estrutura composta por trilhos formados por vigas metálicas do tipo U. Essa escolha foi feita, pois esse tipo de material é facilmente encontrado nos fornecedores e seu preço é baixo.

Seu dimensionamento foi muito parecido com os da viga I empregadas no chassi da bancada. Como demonstrado na figura (29), escolheu-se aplicar forças nas extremidades das abas de cada viga, situação mais severa de carregamento.

Nesse caso, cada viga U tem um contato de 150 mm com cada suporte superior, assim existem também oito pontos de contato e a força que atua sobre eles será a mesma de 156,96 N em 150 mm, logo a força por metro será de 1046,40 N/m.

Verificou-se então que para suportar esses esforços cada aba das vigas U deveria ter **2,67 mm**, valor bem inferior aos 11 mm de espessura de cada uma desses elementos.

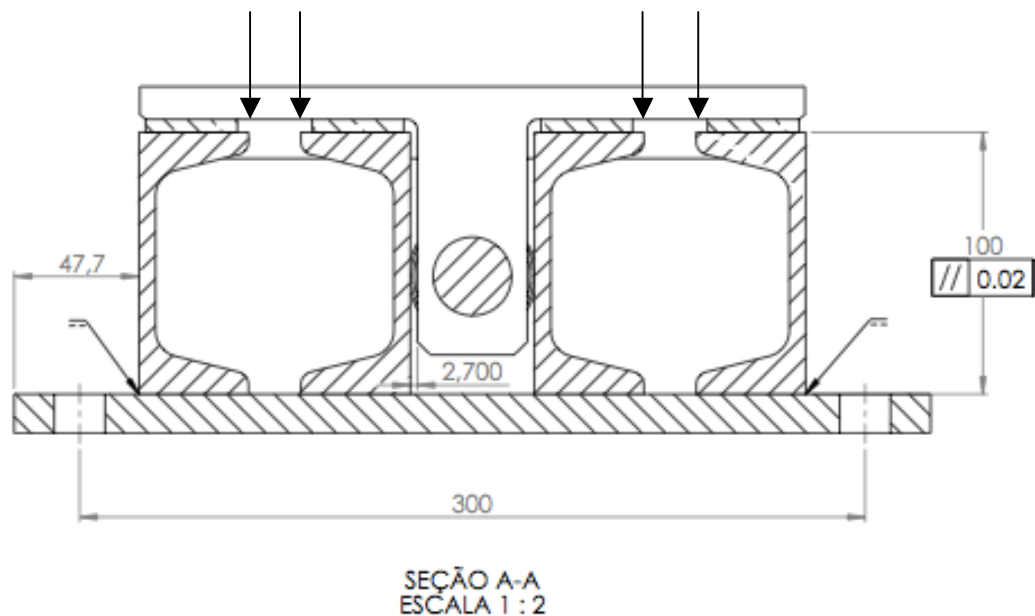


Figura 29 - Suporte Alinhador das caixas de transmissão da Bancada vista frontal

## 5.6 SUPORTE ALINHADOR GERADOR

Da mesma forma que o suporte alinhador das caixas de transmissão, o suporte alinhador do gerador, possibilita a movimentação lateral desse equipamento, condição necessária, tanto para o alinhamento do conjunto, como para testes de desalinhamento.

Observando a figura (30), nota-se que esse suporte é similar ao suporte anterior, sendo apenas mais largo. Isso se deve ao fato do formato da base do gerador, que é maior que o das caixas de transmissão.

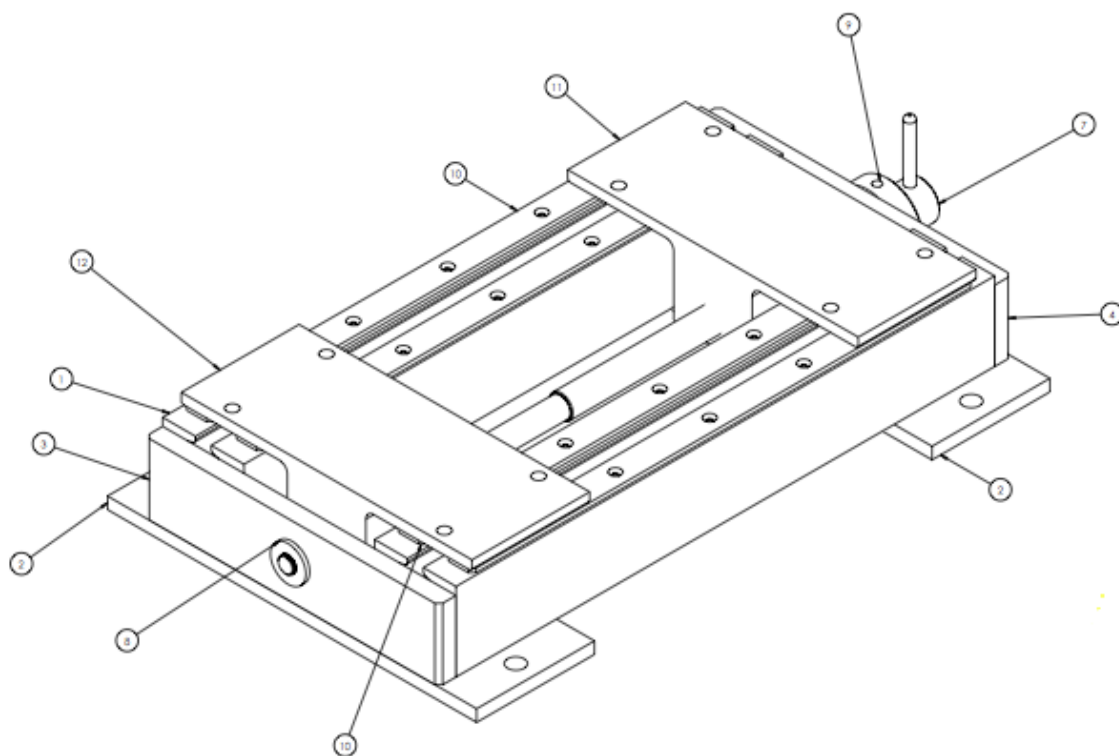


Figura 30 - Suporte Alinhador Gerador da Bancada

Tendo isso em vista o dimensionamento das partes de contato desse elemento foi realizado da mesma forma que o do suporte dos redutores. Nesse caso, o único elemento estrutural relevante que difere do suporte anterior é o suporte deslizante, como é mostrado na figura (30).

Para o dimensionamento os seguintes fatores foram considerados:



## 5.7 SUPORTE ALINHADOR Z

Nas seções anteriores foram explicitados suportes com a capacidade de movimento lateral na direção y. Contudo, para um alinhamento completo dos equipamentos que compõe essa bancada, foi decidido utilizar componentes que possibilitam o movimento vertical, direção z, dos elementos da bancada.

O suporte alinhador z é composto por um parafuso rosqueado que pode se movimentar verticalmente dentro de um cilindro também rosqueado. Esse formato permite um fácil ajuste de altura desse componente.

Nessa bancada cada um dos suportes alinhadores y contarão com dois suportes alinhadores z, ou seja, tanto o gerador como as caixas de transmissão poderão também se movimentar na direção vertical. Além de facilitar o alinhamento dos equipamentos, esse suporte também possibilita que desalinhamentos sejam impostos ao conjunto quando forem necessários para testes. Como esses suportes são independentes entre si, existe a possibilidade de se realizar também desalinhamentos laterais.

A fim de se realizar a subida ou descida desses suportes, utilizou-se a mesma metodologia utilizada na seção 5.5, para se encontrar a força necessária para girar o suporte. Assim, com um braço de alavanca de 100 mm, serão necessários 2,85 kg de força para realização desse processo.

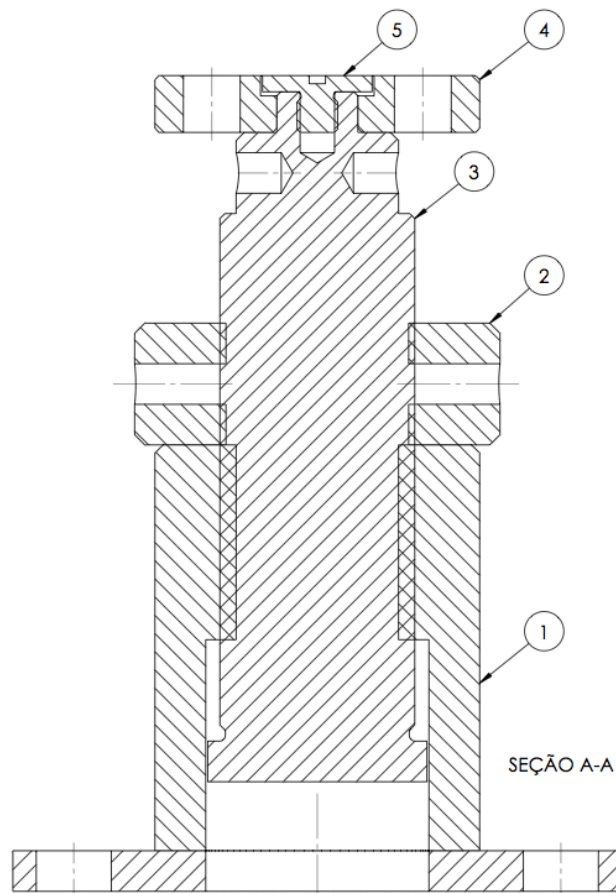


Figura 32 - Suporte Alinhador Z da Bancada

Para o dimensionamento desse suporte, decidiu-se utilizar a maior carga que ele estaria exposto, que é produzida pelo peso das caixas de transmissão, já que o mesmo suporte será usado tanto para esses equipamentos, quanto para o gerador.

### Dimensionamento:

#### Dados iniciais:

- $m = 128 \text{ kg};$
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2;$
- $l = 170 \text{ mm};$
- Aço: AISI 1020 –  $E = 207 \text{ GPa};$
- Fator de Segurança = 2,0.

Nessa seção foi utilizada a metodologia de cálculo de flambagem do (Shigley 8 edição). Para isso admitimos que esse suporte se comporta como uma coluna fixa nas duas pontas. No cálculo do diâmetro mínimo que essa coluna deve ter, utiliza-se a seguinte expressão:

$$d = \frac{64P_{cr}l^2}{\pi^3CE} \text{ [mm]} \quad (5.35)$$

Onde C é 1, para colunas fixas em ambas as pontas.  $P_{cr}$  pode ser determinado multiplicando o peso vezes o fator de segurança  $n_d$ . Nesse caso tem-se:

$$P = m \cdot g \text{ [N]} \quad (5.36)$$

$$P_{cr} = P \cdot n_d \text{ [N]} \quad (5.37)$$

Com  $P_{cr} = 627,84 \text{ N}$ , encontrou-se um diâmetro mínimo,  $d = 1,81 \times 10^{-7} \text{ mm}$ , valor muito menor que o diâmetro real dessa estrutura que é de 48 mm.



## 5.8 ESTRUTURA DE MONTAGEM DO GERADOR

O gerador é o único equipamento da bancada sem uma estrutura já montada, sendo composto apenas pelo núcleo eletromagnético. Dessa maneira, buscou-se projetar uma estrutura que além de apoiar esse equipamento, fosse um meio de ligação entre o gerador e o resto da bancada.

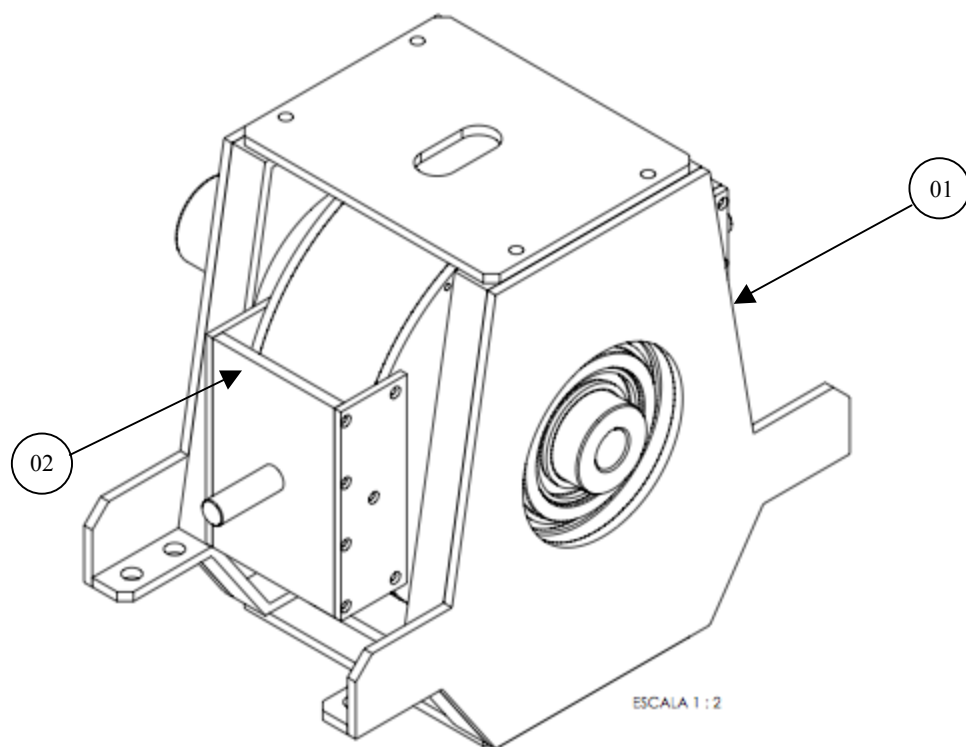


Figura 33 - Montagem Gerador da Bancada

**Tabela 2 - Peças da Montagem do Gerador**

<b>Nº Item</b>	<b>Qde</b>	<b>Descrição</b>	<b>Material</b>	<b>Referência</b>
<b>01</b>	2	Mancal de Suporte	Aço	Seção 5.8.1
<b>02</b>	3	Trava	Aço	Seção 5.8.2
<b>03</b>	1	Flange External Frontal	Aço	Seção 5.8.3
<b>04</b>	1	Flange Interna Curta	Aço	Seção 5.8.5
<b>05</b>	2	Rolamento Interno	-	Seção 5.10
<b>06</b>	1	Flange Interna	Aço	Seção 5.8.4
<b>07</b>	2	Rolamento Externo	-	Seção 5.10
<b>08</b>	1	Eletroimã	-	Seção 4.1.3
<b>09</b>	1	Flange External Posterior	Aço	Seção 5.8.3
<b>10</b>	2	Trava do Suporte	Aço	Seção 5.8.6

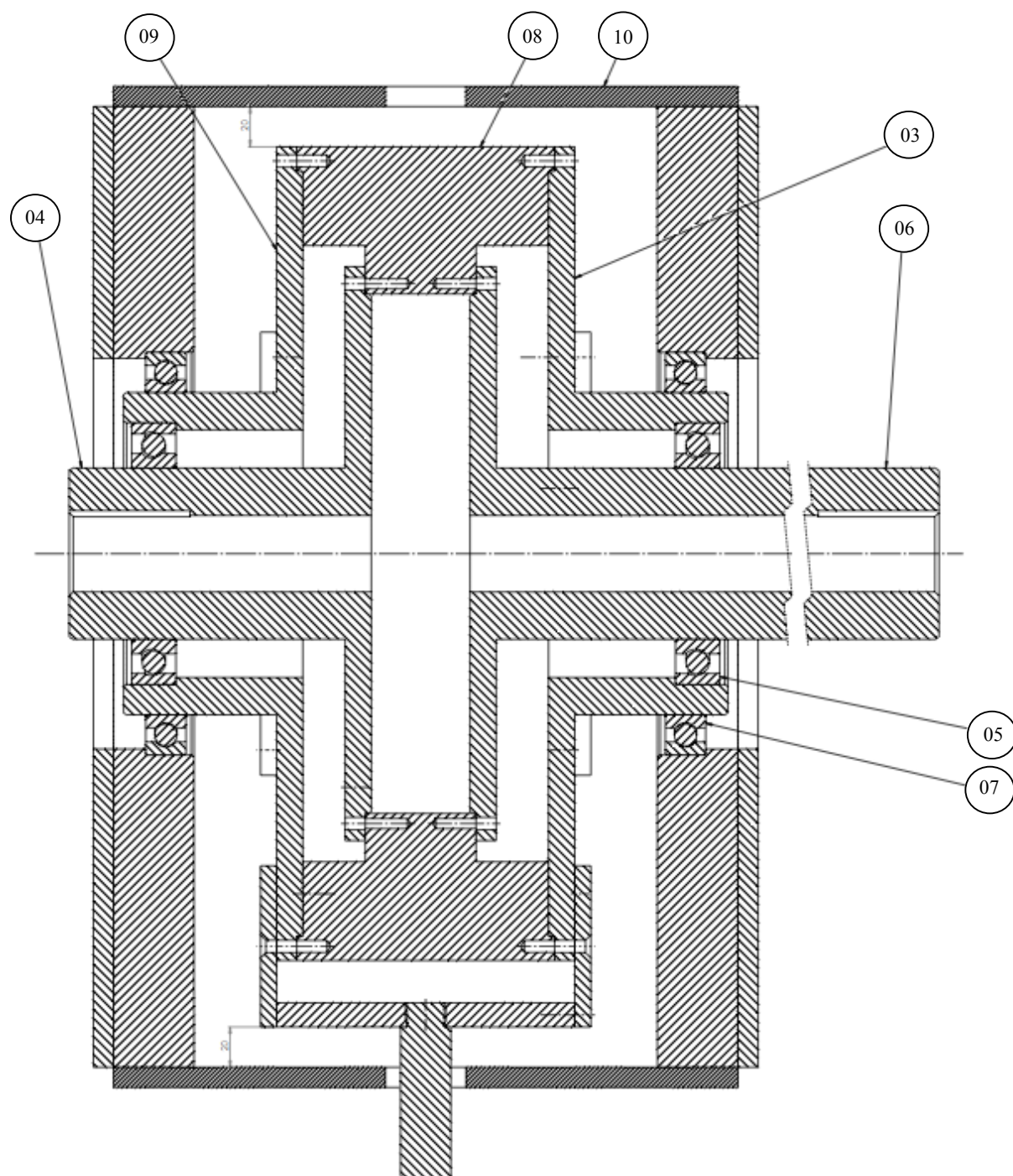


Figura 34 - Montagem Gerador da Bancada corte lateral

Nas seções a seguir serão mostradas todas as peças quem compõe essa estrutura de montagem do gerador.

### 5.8.1 MANCAL DE SUPORTE

O principal objetivo desse suporte é sustentar o gerador, sendo composto por duas peças iguais, como mostrado na Figura (33). Para o dimensionamento, observou-se que a parte desse elemento que sofre os maiores carregamentos é sua base. Observando as Figura (35) e (36), vê-se que esse elemento pode ser considerado uma viga retangular engastada no resto do suporte, com 10 mm de espessura, 105 mm de comprimento e 40 mm de largura. Sabendo disso, o dimensionamento desse elemento é igual ao dos suportes alinhadores y e gerador.

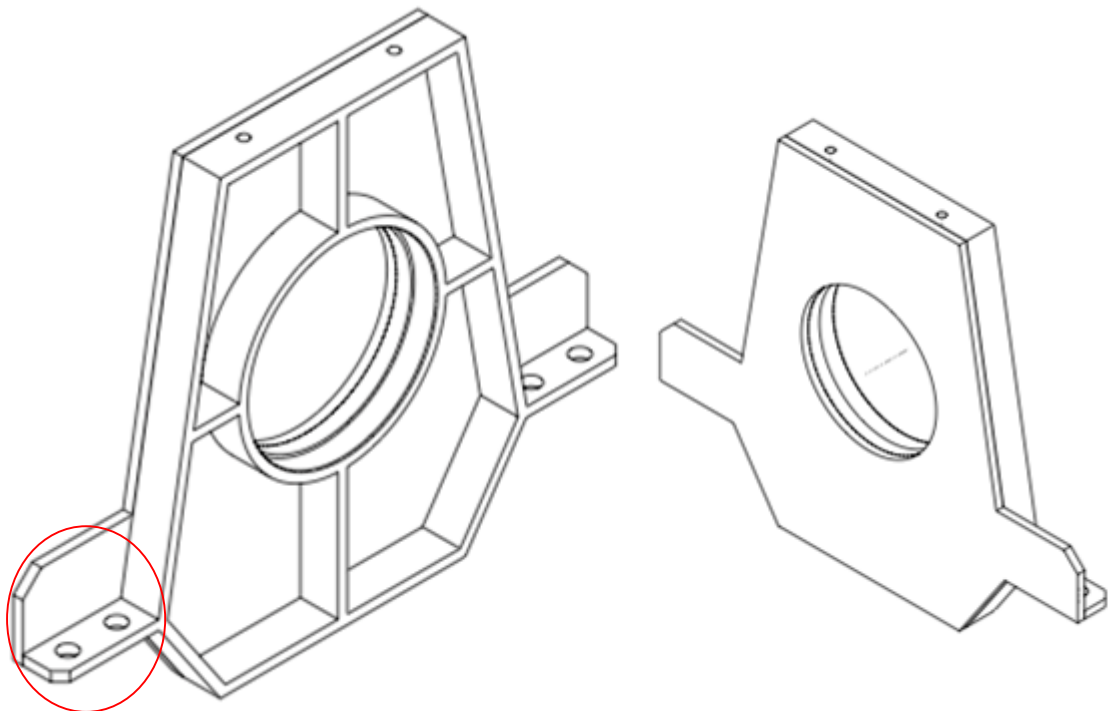


Figura 35 - Mancal de Suporte Gerador da Bancada

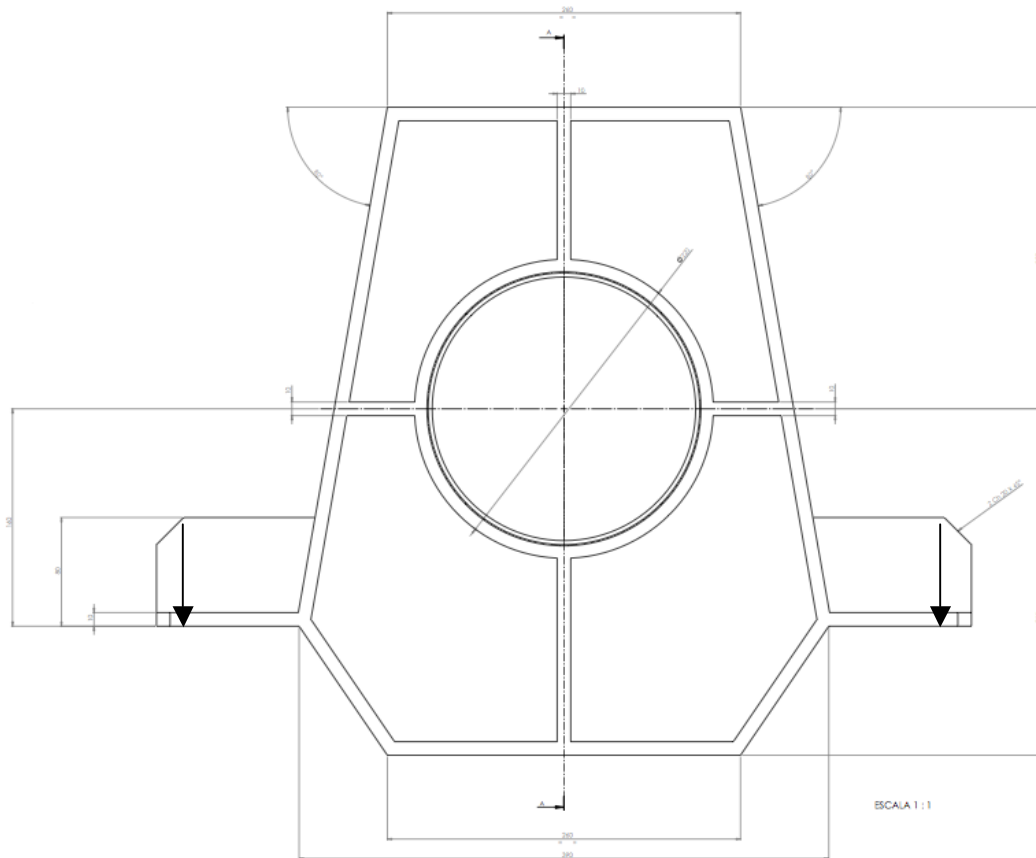


Figura 36 - Mancal de Suporte Gerador vista frontal

## Dimensionamento:

### Dados iniciais:

- $m = 100 \text{ kg};$
- $T = 258,30 \text{ N.m};$
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2;$
- $h = 10 \text{ mm};$
- $l = 105 \text{ mm};$
- $L = 300 \text{ mm};$
- Aço: AISI 1020 –  $S_y = 210 \text{ MPa};$
- Fator de Segurança = 2,0.

Admitindo-se que a força será aplicada na extremidade da aba desse suporte, pode-se calcular qual será o momento fletor máximo nessa estrutura e em seguida, a tensão máxima no local. Para determinar a força, somou-se o valor da massa do gerador, dividido por quatro, que é o número de pontos de contato desse suporte, com a força devido ao torque do gerador. Mesmo sendo menor que o torque do motor, o gerador produz um momento torçor relevante, que não poderia ser dispensado.

$$m_s = \frac{m}{4} [kg] = 25 kg \quad (5.38)$$

onde  $m_s$  é a massa do suporte. Agora para se encontrar a força em cada ponto de contato, faz-se:

$$P = m_s \cdot g [N] \quad (5.39)$$

$P = 245,25 N$ , que serão aplicados como na figura (35).

Agora para a força devido ao torque fez-se:

$$F_d = \frac{T}{L} [N] \quad (5.40)$$

Assim temos  $F_d = 832,26 N$ . Como, novamente, temos dois suportes, dividiu-se a força por dois, obtendo-se  $F_d = 416,13 N$ . Para se encontrar o momento fletor máximo, soma-se a força devido ao peso do gerador com a força dinâmica e em seguida, multiplica-se essa soma pelo tamanho da aba engastada que é 105 mm.

$$M_F = (P + F_d) \cdot l [N \cdot m] \quad (5.41)$$

$M_F = 69,44 N \cdot m$ . Da mesma maneira como nos casos anteriores, a tensão pode ser encontrada usando-se a seguinte expressão:

$$\sigma = \frac{6M_F}{b \cdot h^2} \text{ [MPa]} \quad (5.42)$$

Onde  $\sigma$  é a tensão total no ponto crítico. Assim considerando novamente um fator de segurança igual a 2,0, temos:

$$b = \frac{\sigma}{2,0 \cdot S_y} \text{ [mm]} = 9,92 \text{ mm} \quad (5.43)$$

Novamente esse valor é muito menor que a largura da aba do suporte que é igual a 40 mm. Isso nos dá a certeza que esse suporte irá suportar os esforços do gerador em funcionamento.

### 5.8.2 TRAVA

Existem três travas na montagem do eletroímã. A trava inferior, como se pode ver na Figura (34) que impede a parte externa do gerador de girar 360° ao redor do eixo. Já as travas laterais servem como local onde serão instaladas células de carga, que irão medir o torque eletromagnético desse equipamento. A trava não exerce nenhuma função estrutural no conjunto. Dessa maneira, não foi necessário realizar qualquer tipo de dimensionamento mais específico para esse elemento.

A única ressalva sobre essa peça é em relação a sua haste que deve suportar o esforço de bater na trava suporte se o conjunto girar. Essa haste deverá resistir ao torque máximo que o gerador poderá realizar. Porém, com o espaço onde esse elemento está posicionado é muito curto, pode-se considerar que a haste irá resistir ao impacto, já que para o esforço descrito, a haste o suporta estaticamente com um fator de segurança maior do que 2,0.

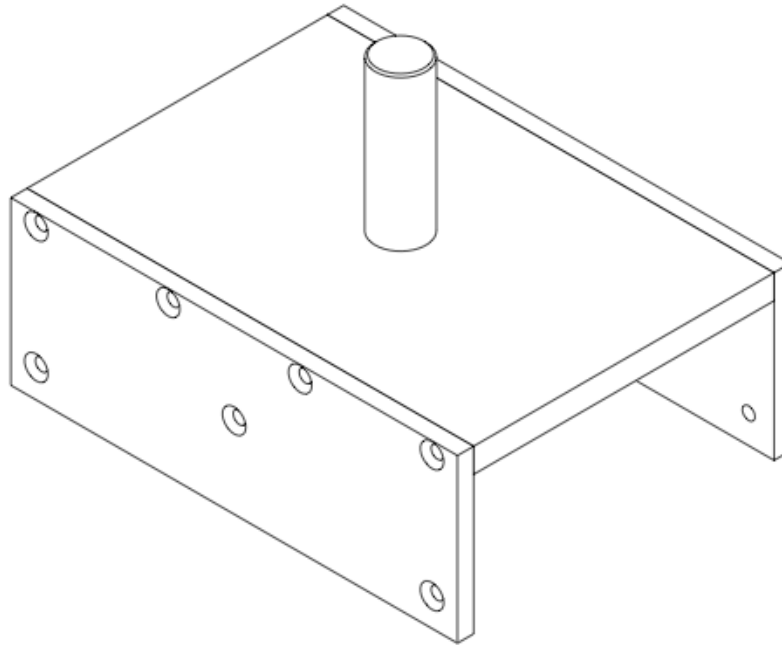


Figura 37 - Trava Gerador da Bancada

### 5.8.3 FLANGE EXTERNAL FRONTAL E POSTERIOR

Tanto a flange external frontal quanto a posterior não tem função estrutural na montagem do gerador. Esses dois elementos são iguais, sendo fabricados de aço. Essas flanges estão em contato com os eixos (Flange interna e Flange interna curta) por meio de rolamentos, que permitem que a parte externa desse gerador gire também, possibilitando a medição do torque desse equipamento, por meio das células de carga instaladas na trava ligada a essas flanges.



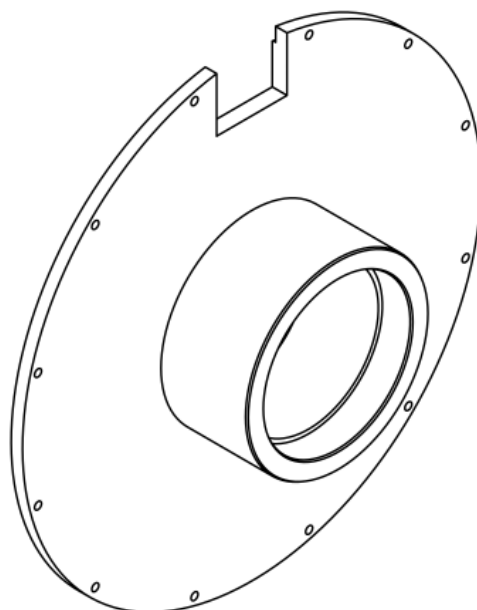


Figura 38 - Flange External Frontal e Posterior Gerador da Bancada

#### 5.8.4 FLANGE INTERNA

A flange interna trata-se de um eixo vazado preso no núcleo do gerador por meio de uma chapa de aço circular. Esse é o eixo que liga o gerador à caixa multiplicadora, sendo assim um elemento de extrema importância para o conjunto.

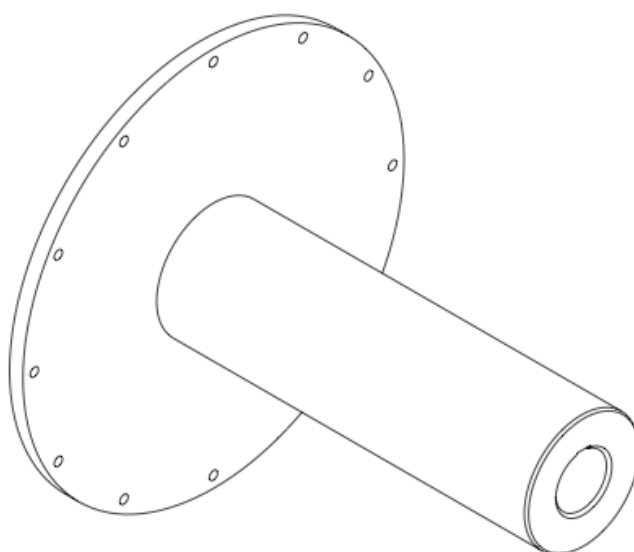


Figura 39 - Flange interna Gerador da Bancada

## Dimensionamento:

### Dados iniciais:

- $T = 258,30 \text{ N.m}$ ;
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ ;
- $D = 85 \text{ mm}$ ;
- $d = 38 \text{ mm}$ ;
- Aço: AISI 1020 –  $S_{ut} = 380 \text{ MPa}$ ;
- Fator de Segurança = 2,0.

Para o dimensionamento dessa estrutura considerou-se que a mesma pode sofrer um torque de 258,30 N.m, o valor máximo que o gerador atinge. Outra escolha de projeto foi desconsiderar forças aplicadas no eixo, além do torque, já que não existe nenhuma peça com peso considerável apoiado sobre ele.

Esse dimensionamento buscou verificar qual seria o fator de segurança para o eixo em questão, utilizando os diâmetros especificados anteriormente. Dessa maneira fez-se:

$$\tau_m = K_{fs} \frac{16T_m D}{\pi(D^4 - d^4)} [N.m] \quad (5.44)$$

onde  $K_{fs}$  é o fator de concentração de tensões,  $T_m$  é o torque médio,  $D$  é o diâmetro externo e  $d$  o interno.

Agora para encontrar a tensão média utiliza-se a seguinte equação:

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} \quad (5.45)$$

Considerando  $\sigma_m = 0$ , já que se desconsideraram cargas sobre o eixo, tem-se:

$$\sigma'_m = (3\tau_m^2)^{1/2} \quad (5.46)$$

Levando em consideração o critério de Goodman modificado.

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad (5.47)$$

Onde o termo  $\frac{\sigma'_a}{S_e} = 0$ , já que não existe nenhum tipo de carregamento alternado sobre o eixo. Assim o critério de Goodman modificado, já com o valor de  $\sigma'_m$  inserido na expressão, fica:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sqrt{3\tau_m^2}}{S_{ut}} \quad (5.48)$$

$$\frac{1}{n} = \left[ 3 \left( \frac{K_{fs} 16 T_m D}{\pi (D^4 - d^4)} \right)^2 \right]^{1/2} \frac{1}{S_{ut}} \quad (5.49)$$

Substituindo os valores mencionados anteriormente e utilizando um fator  $K_{fs}$  de concentração de tensões igual a 1,4, encontrou-se um fator de segurança  $n = 70,23$ , valor muito maior que o fator de segurança pré-estabelecido para o projeto de 2,0. Assim pode-se aferir que esse eixo irá suportar tranquilamente os esforços torcionais impostos a ele.

#### 5.8.5 FLANGE INTERNA CURTA

Da mesma forma como a flange interna, mostrada na seção anterior, a flange interna curta é um eixo vazado com as mesmas dimensões do anterior, sendo apenas mais curto. Essa peça é o eixo de saída do gerador, onde será possível instalar equipamentos de medição para o estudo do equipamento.

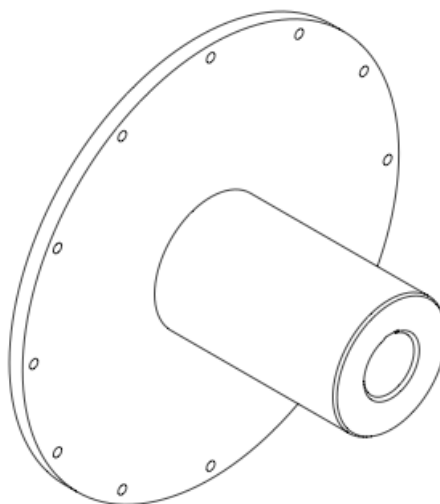


Figura 40 - Flange interna curta da Bancada

No dimensionamento desse elemento foram utilizadas as mesmas condições iniciais na flange interna. Dessa maneira, para um mesmo torque e material, essa peça sendo fabricada com diâmetro interno e externo de 38 mm e 85 mm, respectivamente, terá um fator de segurança igual a 70,23, valor muito maior que o fator de serviço de 2,0, escolhido para esse projeto.

#### **5.8.6 TRAVA SUPORTE**

A trava suporte é uma peça simples da montagem do gerador, tendo a função de impedir que a parte externa do gerador gire entorno do eixo, em conjunto com a trava (seção 5.8.2). Esse elemento é uma chapa de aço com um furo centro, local onde a haste da trava ficará. Na montagem do gerador existem duas travas suporte, sendo fixadas nas extremidades dos suportes de mancais, tanto na parte superior, como na inferior, como mostrado nas figuras (33) e (34).

## 5.9 PRÉ-DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS MOTOR – CAIXAS DE TRASMISSÃO

Outro elemento importante para esse projeto são os eixos que ligam o motor, redutor, caixa multiplicadora e gerador. Pelo layout pré-estabelecido, observamos que não existe nenhum tipo de elemento apoiado nesses eixos, além dos acoplamentos e equipamentos de medição. Pensando nisso, podemos considerar que o único tipo de esforço sobre esses eixos são do tipo torcional. Tendo isso em vista, os eixos foram dimensionados segundo o critério de falha de Goodman modificado.

Como não existe restrição de peso do conjunto, decidiu-se projetar esses eixos para o pior cenário de uso possível, que ocorre no momento que o motor é ligado. Nesse estágio, o torque no conjunto atinge seu ponto máximo, assim para se evitar falhas nessa peças, independentemente de como o sistema esteja montado, decidiu-se dimensionar os eixos segundo esse torque máximo.

### Dimensionamento:

#### Dados iniciais:

- $T_{lm} = 593,4 \text{ N.m}$ ;
- Aço AISI 1020 –  $S_{ut} = 380 \text{ MPa}$ ;
- Fator de Segurança = 2,0.

Primeiramente, vemos que os eixos apresentam apenas esforços médios, assim podemos calcular o diâmetro do eixo utilizando uma equação apresentada no livro Shigley 8ª edição.

$$d = \left( \frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[ 4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[ 4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} [mm] \quad (5.50)$$

Onde é o fator de concentração de tensões para torção e  $K_f$  para flexão.  $T_m$  e  $M_m$  são o torque médio e o momento fletor médio. Já  $T_a$  e  $M_a$  são o torque alternado e momento fletor alternado. Como dito anteriormente, os eixos terão apenas esforços torcionais médios atuando sobre eles. Logo a equação (5.50) pode ser simplificada para a seguinte equação:

$$d = \left( \frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_{ut}} \left[ 3(K_{fs}T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad (5.51)$$

Substituindo os dados iniciais do problema na Equação (5.51), tem-se  **$d = 40 \text{ mm}$** . Dessa maneira os diâmetros mínimos para os eixos foram encontrados. Agora com essa informação, vemos que os eixos calculados são menores que os eixos das entradas do gerador e motor. Assim para facilitar os acoplamentos desses elementos, escolhemos fabricar os eixos com os mesmos diâmetros dos eixos do motor e gerador, sabendo que fazendo isso, os mesmos não irão falhar.

**Tabela 3 - Especificações dos eixos**

<b>Eixo</b>	<b>Tipo</b>	<b>Diâmetro Externo (mm)</b>	<b>Diâmetro Interno (mm)</b>
<b>Motor - Redutor</b>	Inteiriço	85	-
<b>Redutor – Caixa Multiplicadora</b>	Inteiriço	85	-
<b>Caixa Multiplicadora - Gerador</b>	Inteiriço	85	-

## 5.10 SELEÇÃO DE ROLAMENTOS

Nesse projeto serão utilizados rolamentos de uma carreira de esferas, por se tratarem de componentes simples e fáceis de serem encontrados no mercado.

Para a seleção dos rolamentos foi implementada uma rotina que calcula as capacidades de cargas  $C$  específicas para as condições de operação de cada mancal, conforme indicado pela norma ISO para seleção de rolamentos, e amplamente aderido pelas fabricantes de rolamentos em seus catálogos, e cujas fórmulas seguem abaixo.

$$C = P \left( \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6} \right)^{1/3} \quad (5.52)$$

Onde  $n$  é a rotação de trabalho do rolamento, que nesse caso será 500 rpm, maior velocidade que o conjunto pode girar.  $L_h$  é a vida em horas que o rolamento deve suportar, tendo sido escolhida como 20 mil horas. Por fim,  $P$  é a carga equivalente nos mancais.

Nesse projeto, vemos que a carga nos mancais ocorre no gerador, onde o eixo deve suportar a massa desse equipamento, que gera uma força de 981. Com isso,  $P$  será igual 490,5 N.

$C = 4137,04 \text{ N}$ . Buscando no catálogo da SKF, empresa reconhecida mundialmente na fabricação de rolamentos, escolheu-se, primeiramente para um diâmetro interno de 85 mm, o seguinte rolamento:

Tabela 4 - Especificações técnicas do rolamento interno

Rolamento	d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C <sub>0</sub> (kN)	Velocidade (rpm)
6017-Z	85	130	22	52	43	6700

Agora para o segundo rolamento, observa-se pela figura (33), que o mesmo apoia apenas a flange externa. Assim usaremos a carga usada na escolha do primeiro rolamento como referência para a escolha do segundo, já que esta é muito superior à carga nesse rolamento.

**Tabela 5 - Especificações técnicas do rolamento externo**

<b>Rolamento</b>	<b>d (mm)</b>	<b>D (mm)</b>	<b>B (mm)</b>	<b>C (kN)</b>	<b>C<sub>0</sub> (kN)</b>	<b>Velocidade (rpm)</b>
<b>61832</b>	160	200	20	49,4	64	4000

Onde d é o diâmetro interno do rolamento, D é o externo e B é a sua largura. C e C<sub>0</sub> são as cargas dinâmica e estática respectivamente.

## 5.11 SELEÇÃO DOS ACOPLAMENTOS

Na seleção do acoplamento verificou-se o torque a qual cada acoplamento deve suportar. Para cada eixo podemos calcular o momento torçor da seguinte forma:

$$T = 9549 \frac{H}{n} F_t [N.m] \quad (5.53)$$

Onde H é a potência do motor de kW, n é a rotação do acoplamento em rpm e F<sub>t</sub> é o fator de serviço. Porém sabemos que o torque máximo realizado pelo motor WEG W22 acontece ao ligá-lo. O valor do torque é 593,4 Nm.

$$F_t = F_1 F_2 F_3 [N] \quad (5.54)$$

**Tabela 6 - Fatores para cálculo de acoplamento**

F <sub>1</sub>	Tipo de acionamento	Motor elétrico	<b>1</b>
F <sub>2</sub>	Tempo de serviço	8 a 16 horas/dia	<b>1,1</b>
F <sub>3</sub>	Tipo de máquina acionada	Aerogeradores	<b>2</b>

Para os parâmetros desse projeto temos que: T = 1305,48 Nm.



Considerando os diâmetros dos eixos e os torques calculados, o acoplamento selecionado será da marca *Acionac*® do tipo AE (acoplamentos flexíveis), com diâmetro externo de 148 mm.

Esses acoplamentos são flexíveis e torcionalmente elásticos, indicados para sistemas de esforços leves e médios. Sua flexibilidade permite desalinhamentos radiais, axiais e angulares que podem ocorrer entre os eixos das máquinas acionada e acionadora.



Figura 41 - Tabela de especificações técnicas do acoplamento AE (fonte: Site Acionac)

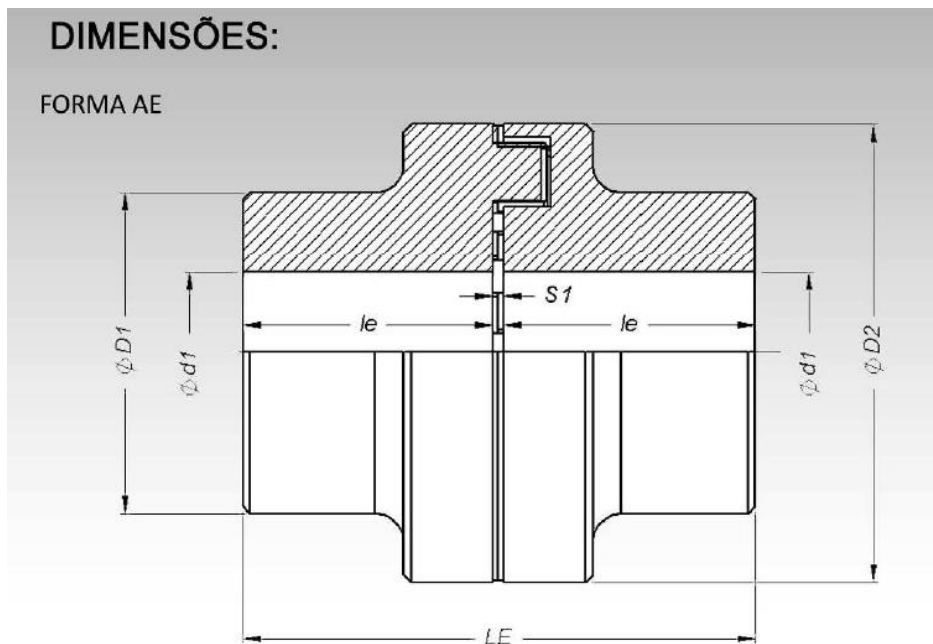


Figura 42 - Montagem e dimensões do acoplamento AE (fonte: Site Acionac)

## 5.12 DIMENSIONAMENTO DOS CORDÕES DE SOLDA

Uma série de elementos que necessitam de fixação serão soldados e todas as soldas serão do tipo filete. Dentre esses elementos, o que possui a solda mais solicitada será calculado e assim será obtida uma altura de cordão de solda, que será utilizada para todas as outras partes soldadas do equipamento. A solda mais solicitada é a da placa que compõe a flange interna.

Para o cálculo desse filete será utilizado método baseado no esforço total da junta é o mais utilizado do ponto de vista de engenharia, porque relaciona as cargas incidentes e as tensões admissíveis dos materiais de base da junta com a dimensão do cordão. Na literatura são disponibilizadas diversas relações para o dimensionamento de acordo com os principais casos de carregamento e geometria dos cordões: juntas submetidas a esforços normais; juntas submetidas a esforços cisalhantes; juntas submetidas a momentos fletores.

Nesse caso iremos utilizar essa metodologia para esforços cisalhantes, para isso determinaram-se os seguintes dados iniciais:

- $h$  - altura do cordão.
- $T = 227 \text{ N.m}$  – Torque aplicado.

- $\beta = 1$  - coeficiente de eficiência da junta.
- $FS = 2,0$  - fator de segurança do projeto.
- $L = 267 \text{ mm}$  - comprimento do cordão de solda.
- $S_y = 210 \text{ MPa}$  - tensão de escoamento.
- $d_2 = 13 \text{ mm}$  – espessura da chapa.

$$h = \frac{2 \cdot T \cdot \beta \cdot FS}{L \cdot d_2 \cdot S_y} \quad (5.55)$$

Substituindo os valores anteriores na Equação (5.55) tem-se um filete de solda de tamanho  **$h = 1,54 \text{ mm}$** .

## **6 PREVISÃO PARA A INSTRUMENTAÇÃO DA BANCADA**

Uma etapa extremamente importante desse projeto é a instrumentação da bancada. O objetivo principal desse capítulo é fazer uma breve análise sobre esse assunto, prevendo quais serão as principais necessidades de instrumentação com o intuito de se simular turbinas eólicas e hidro cinéticas.

O primeiro passo dessa instrumentação é a aquisição de dados provenientes dos equipamentos que compõe a bancada. A aquisição de dados é o processo pelo qual um fenômeno físico do mundo real é transformado em um sinal elétrico que é medido e convertido para um formato digital para que possa ser processado e/ou armazenado em um computador.

A conversão do fenômeno físico em sinais elétricos é realizada por meio de dispositivos denominados sensores ou transdutores. Sinais elétricos são utilizados em virtude de sua versatilidade de processamento e codificação de informações. Entretanto, existe necessidade de se adequar os sinais gerados pelos transdutores ao formato utilizado pelo dispositivo que vai efetuar o processamento, em geral um microcomputador. De modo geral, os sinais dos transdutores são analógicos, ou seja, possuem variações contínuas ao longo do tempo, ao passo que os sinais dos dispositivos de processamento são discretizados e quantizados (portanto, sinais digitais). É preciso, assim, utilizar um dispositivo que realize a devida conversão entre essas duas formas de sinais e, além disso, é interessante que esse dispositivo possua uma conexão direta com o computador.

Nessa primeira etapa, decidiu-se utilizar quatro tipos de equipamentos para a medição do comportamento da bancada, que serão especificados nas seções seguintes.

## 6.1 PROJETO BÁSICO

Na primeira fase da instrumentação da bancada, algumas grandezas deverão ser mensuradas para o devido estudo do comportamento do sistema eletromecânico. Para isso, os seguintes passos serão tomados:

- Decidiu-se instalar um torquímetro no eixo de entrada da caixa multiplicadora, Figura (41), dispositivo que irá medir o torque e rotação no conjunto gerador (*powertrain*). Em uma segunda fase, esse mesmo dispositivo poderá ser instalado no eixo de entrada do gerador, entretanto pode-se medir o torque nesse local, verificando qual a eficiência da caixa multiplicadora e multiplicando esse valor pelo torque encontrado pelo primeiro torquímetro;
- Em seguida um Encoder será posicionado na saída do gerador para medir a rotação desse equipamento;
- Duas células de carga serão posicionadas nas travas laterais do gerador, visando medir qual será seu torque eletromecânico;
- Por fim, os transdutores de efeito Hall serão instalados na saída do gerador para medir qual será a corrente e a voltagem nesse equipamento, valores que multiplicados resultarão na potência que o gerador estará produzindo.

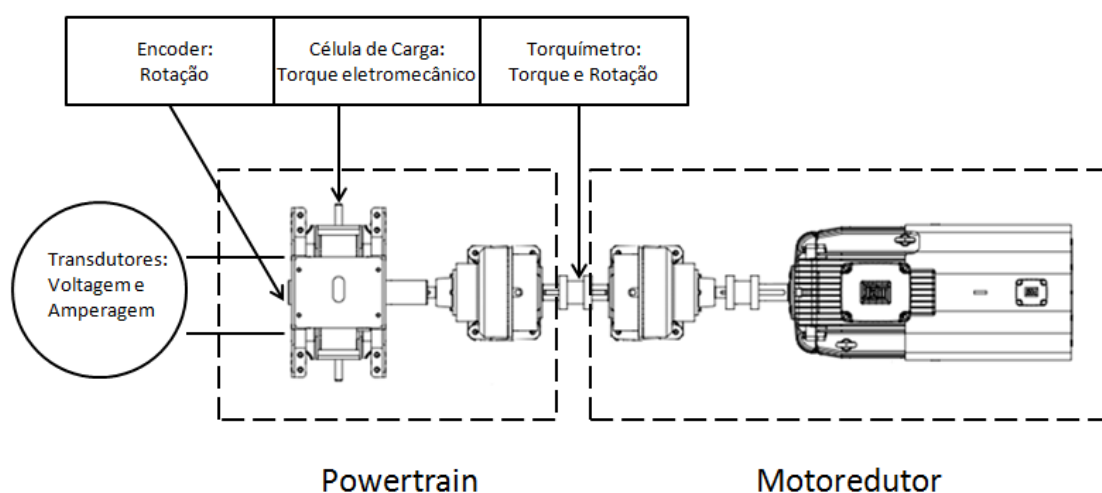


Figura 43 - Desenho esquemático do projeto de instrumentação

## 6.2 TORQUÍMETRO

Um dos principais instrumentos de medição da bancada é o torquímetro, que irá medir o torque no eixo entre o redutor e a caixa multiplicadora. Esse equipamento será instalado no eixo e transmitirá as informações necessárias para um computador.

Nessa bancada será utilizado o **torquímetro TorqueTrak 10K**, equipamento que possibilita a medição do torque em qualquer eixo girante em tempo real. Como é mostrado na figura (41), esse instrumento mede o torque por meio de um extensômetro que é posicionado sobre o eixo e é ligado ao torquímetro. O TT 10K repassa os dados adquiridos em tempo real a um computador que tenha o software específico da marca instalado.

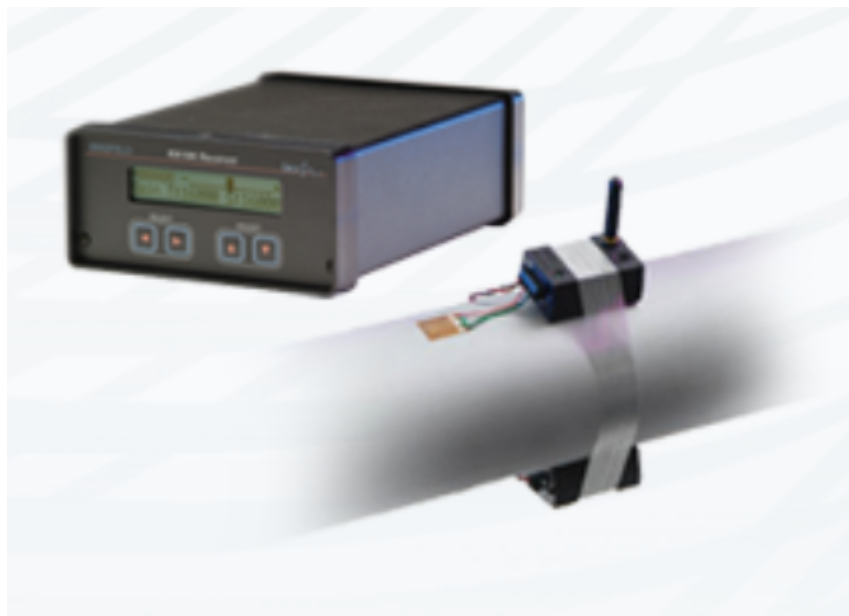


Figura 44 - Torquímetro TorqueTrak 10K (fonte: Site Torque Trak)

Como esse equipamento será possível determinar com precisão como é o comportamento do torque nos eixos da bancada, o que possibilita ajustar com uma grande precisão o real comportamento da turbina Tucunaré.

### 6.3 TRANSDUTORES DE EFEITO HALL

O efeito Hall consiste no surgimento de uma diferença de potencial em um condutor elétrico, sendo extremamente importante, já que é a base de diversos métodos experimentais. Sensores Hall são usados para medir os campos magnéticos, ou inspecionar materiais como tubulações. Esse tipo de equipamento é utilizado em diversos contextos, com medidores de rotação (rodas de bicicleta, dentes de engrenagens, indicador de velocidade para automóveis, sistemas de ignição eletrônica), sensores de fluxo de fluidos, sensores de corrente e pressão.

Como a bancada de testes não estará em local imune a sujeira, existe a necessidade que os transdutores usados na instrumentação da mesma resistam à esse tipo de problema. Assim transdutores de efeito hall se mostram mais eficientes que sensores óticos ou eletromecânicos, já que eles resistem à poeira, sujeira, lama e água.

Para a instrumentação da bancada os seguintes transdutores serão usados:

**Tabela 7 - Transdutores de efeito hall selecionados**

<b>Fabricante</b>	<b>Modelo</b>
<b>LEM</b>	Current Transducer LAH 25-NP
<b>LEM</b>	Voltage Transducer LV 20-P
<b>LEM</b>	Voltage Transducer LV 25-P

## 6.4 ENCODER

Encoder é um dispositivo que conta ou reproduz pulsos elétricos a partir do movimento rotacional de seu eixo. Esses equipamentos convertem movimentos rotativos ou deslocamentos lineares em pulsos elétricos. Para a instrumentação da bancada de testes será usado um encoder da fabricante Hengstler. O **Incremental Encoder RI 58-F** possui eixo expansivo de 10 mm e é capaz de transmitir 1024 ppr (pulsos por rotação). Esse dispositivo de tem cabo lateral de 10 metros e entrada e saída de energia de 5 – 30 Vcc.



Figura 45 - Incremental Encoder RI 58-F (fonte: Site Hengstler)

## 6.5 CÉLULAS DE CARGA

Célula de carga é um dispositivo transdutor de força. Essa grandeza é medida de forma indireta, normalmente usando a resposta de algum material sobre a aplicação dessa carga. Esse dispositivo será instalado nas travas laterais do gerador, podendo medir o torque eletromecânico desse equipamento.

Para a escolha de uma célula de carga compatível com as características mecânicas do gerador, deve se levar em consideração, primeiramente, qual será o torque máximo produzido por esse equipamento, uma que vez que essa grandeza será transmitida diretamente para essas células.



Sabendo que o gerador tem um torque máximo na faixa dos 227 N.m, pode-se determinar qual será a força a aplicada na haste das travas, local onde estarão instaladas as células de carga. Levando em consideração que esse comprimento total de braço é de aproximadamente 310 mm, tem-se:

$$F = \frac{T}{L} [N] \quad (6.1)$$

Assim tem-se que  $F = 732,26 N$ . Como a maioria das células de cargas são especificadas segundo sua capacidade em kg, transforma-se o resultado anterior para a unidade em questão dividindo-o pelo valor da gravidade. Dessa maneira, a célula de carga a ser selecionada deverá suportar ao menos **74,65 kg**.

A célula de carga selecionada foi a **PW15AH da fabricante HBM**. Esse dispositivo tem capacidade de carga de 100 kg.

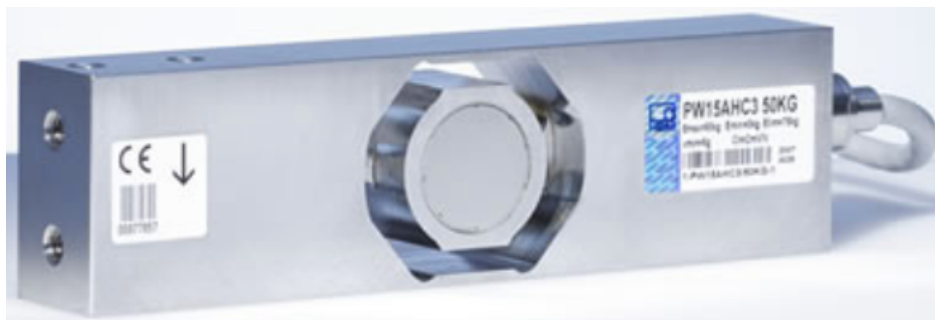


Figura 46 - Célula de carga PW15AH (fonte: Site HBM)

## 6.6 PLACA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

A placa de aquisição de dados será responsável por receber todas as informações vindas de cada um dos equipamentos da instrumentação e repassá-los a um computador. Essa placa deve ter entradas compatíveis com os tipos de sinais de cada um dos dispositivos do sistema. Nesse caso, todos esses equipamentos produzem sinais analógicos.

Outro ponto importante na seleção desse dispositivo, foi verificar se o mesmo tem entradas com uma faixa de voltagem que suporte cada um dos equipamentos. Levando todos esses

pontos em consideração, decidiu-se pela utilização da placa **NI PCIe-6320** da fabricante **National Instruments**.



Figura 47 - Placa de Aquisição NI PCIe-6320 (fonte: Site National Instruments)

Essa placa de aquisição possui as seguintes características:

- Canais: 16;
- Resolução: 16 bits;
- Taxa de amostragem: 250 kS/s;
- Tensão máxima: 10V;
- Exatidão na faixa máxima: 2,2 mV;
- Tensão mínima: 0,2 mV;
- Exatidão na faixa mínima: 69  $\mu$ V;
- Quantidade de faixas: 4.

## 6.7 ANÁLISE DE INCERTEZAS NA MEDIÇÃO

Vários fatores podem influenciar as medições, resultando em erros associados a cada medida feita pelo sistema de instrumentação. Pode se citar como fatores de incertezas a influência do ambiente (temperatura, umidade, pressão), campos eletromagnéticos, erros de medida de cada um dos equipamentos e incerteza de métodos matemáticas.

Existem diversas metodologias para se avaliar as incertezas de um processo de medição. Nesse projeto será utilizado um modelo que divide esse processo em módulos e avalia qual a incerteza da medição, considerando o comportamento metrológico individual de cada módulo.

O primeiro passo para avaliar a incerteza do sistema de medição é identificar as principais fontes de incerteza que poderão influenciar do resultado final. Depois de listadas, é necessário coletar os dados individuais de cada um dos módulos, para as influencias a serem consideradas.

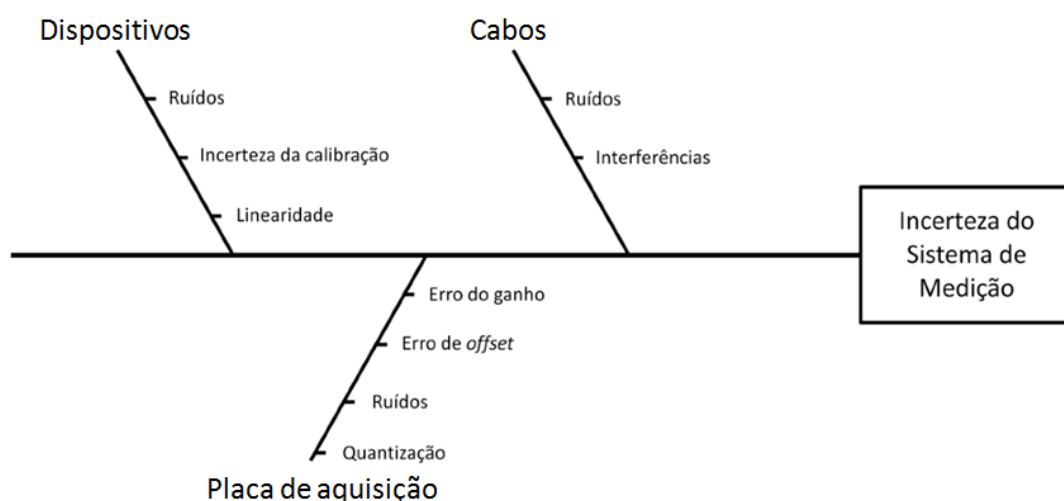


Figura 48 - Diagrama de causas e efeitos para avaliação do sistema de medição

O próximo passo consiste em identificar o sistema de aquisição, a partir da identificação dos módulos que comporão toda a análise de incertezas. Após o levantamento individual, os módulos são combinados e a incerteza resultante pode ser determinada.

Agora sabendo quais são as principais fontes de erro do sistema, Figura (46), medidas para sua mitigação deverão ser tomadas. No caso dos cabos, por exemplo, deverá ser implementada algum tipo de sistema de blindagem, que impeça que ruídos e interferências produzidas por campos eletromagnéticos influenciem nas medidas.

Agora, para os transdutores, deve-se verificar a influência da temperatura sobre esses dispositivos, uma vez que por se tratar de uma bancada com elementos girantes, existe um aumento de temperatura nos equipamentos, que pode ser transmitido para esses dispositivos.

Outro ponto importante a ser verificado é a propagação de erro em operações matemáticas. Um exemplo disso é na determinação da potência elétrica do gerador. Os transdutores de efeito Hall irão medir voltagem e amperagem. Para se determinar a potência, multiplicam-se essas duas grandezas, o que deverá ser considerado com meio de propagação de erros, já que o erro da multiplicação será maior que o erro de cada um desses fatores.

Verificando todos os pontos mencionados anteriormente, podem-se realizar medidas cada vez mais precisas e prever quais serão os erros inerentes a todo o processo de aquisição de medidas.

## 7 CONCLUSÕES E EXPECTATIVAS FUTURAS

O presente estudo desenvolveu o projeto de uma bancada de testes de sistemas de transmissão de turbinas geradoras de energia. Para isso, foi necessário buscar entender como é o funcionamento desse tipo de sistema e a partir desse ponto, desenvolver uma bancada que suportasse todos os esforços realizados pelos equipamentos que a compõe.

A bancada de testes será composta por quatro equipamentos principais, sendo eles: motor, redutor, caixa multiplicadora e gerador. Cada um desses dispositivos será instalado sobre seu suporte respectivo, atendendo os requisitos estruturais estabelecidos.

Além disso, a estrutura e os suportes da bancada possibilitam o alinhamento dos equipamentos instalados sobre eles em três eixos diferentes, imposição feita no começo do projeto. Tal irá facilitar, não somente na montagem na bancada, mas também em testes que envolvam desalinhamentos do conjunto.

Já em relação a instrumentação, o trabalho apresentou as diretrizes básicas que deverão ser levadas em consideração na hora de se desenvolver a instalação da instrumentação. Para isso, todos os equipamentos que comporão esse sistema foram listados, além de ser apresentado o posicionamento de cada um na bancada e sua função específica.

Outra etapa desenvolvida durante esse último ano, foi a realização do processo de contratação de serviço para a fabricação da bancada de testes, que está sendo realizado junto ao órgão CDT (Centro de Desenvolvimento Tecnológico) da Universidade de Brasília.

Levando-se em consideração todas essas etapas descritas acima, o projeto pode ser considerado um sucesso, levando-se em consideração seus objetivos iniciais de ser um meio para o estudo de sistemas de geração de energia. Com a fabricação dessa bancada, diversas análises referentes a qualidade da energia produzida nesse tipo de sistema poderão ser feitas, o que poderá implicar em um ganho de credibilidade no uso dessas novas fontes energéticas.

## 8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- M. Todorov, I. Dobrev, F. Massouh. Analysis of Torsional Oscillation of Drive Train in Horizontal-Axis Wind Turbine. In: ELECTROMOTION 2009, Lille, France.
- Tse F. S., Morse I. E., Hinkle R. T. **Mechanical Vibrations** – Theory and Applications. Second Edition, Allyn and Bacon, 1963.
- Budynas G. R., Nisbett K. J., **Elementos de Máquinas de Shigley** – Projeto de Engenharia Mecânica. 8ª edição, Mc Graw Hill e Bookman, 2011.
- Norton R., **Projeto de Máquinas** – Uma abordagem integrada. 2ª edição, Mc Graw Hill e Bookman.
- Copel Soluções, Soluções em Energia Para Grandes Clientes da Copel, [http://www.copelsolucoes.com/info\\_adicionais/eolica.htm](http://www.copelsolucoes.com/info_adicionais/eolica.htm);
- U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy, [http://www.eere.energy.gov/windandhydro/wind\\_history.html](http://www.eere.energy.gov/windandhydro/wind_history.html);
- UNFCCC, United Nations Framework Convention on Climate Change, <http://unfccc.int/resource/docs/convkp/kpeng.html>;
- GWEC, Global Wind Energy Council, Global Wind 2006 Report;
- PROINFA, lei nº 10.438;
- Ministério das Minas e Energia, “Resenha Energética Brasileira – Exercício 2007 (preliminar)”, março de 2008 URL: <http://www.mme.gov.br/download.do?attachmentId=13699&download>;
- Marques J., “A Survey on Variable-Speed Wind Turbine System”, 6º Congresso Brasileiro de Eletrônica de Potência – COBEP02, v.1, pp 732- 738, 2002;
- Nunes, A.A.C., Seixas, P.F., Cortizo, P.C., Silva, S.R., “Wind Turbine Simulator Using a DC Machine and a Power Reversible Converter”, Proc. Int. Conf. Elect. Mach., vol.3, Adelaide, Australia, pp. 536-540, 1993;

Rodriguez-Amenedo, J.L., Garcia, F.R., Chincilla, J.C., Veganzones, C., “Experimental Rig to Emulate Wind Turbines”, Proc. Int. Conf. Elect. Mach., vol.3, Istanbul, Turquia, pp. 2033-2038, 1998.

Oliveira, R.G., Parma, G. G., Silva, S.R., “Development of a Wind Turbine Simulator for a Wind Energy Conversion Systems – Experimental Results”, 9º Congresso Brasileiro de Eletrônica de Potência, pp 313-138, 2005;

Marques, J., Pinheiro, H., Gründling, H. A., Pinheiro J. R., Hey, H.L., “A Survey on Variable-Speed Wind Turbine System”. 7º Congresso Brasileiro de Eletrônica de Potência, COBEP, Fortaleza, Brasil, 2003;

Martins, M., Azzolin R. Z., Pinheiro H., “Wind Turbine Emulator for Energy Quality Studies”, 9º Congresso Brasileiro de Eletrônica de Potência, pp 319-324, 2005;

SKF Rolamentos, <http://www.skf.com/br/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html>;

Acionac Acoplamentos, <http://www.acionac.com.br/2011/Produtos/Acoplamentos/AE/175/>

## ANEXOS

Todas as plantas do projeto serão apresentadas em sua folha correspondente no dia da apresentação.

## BANCADA COMPLETA

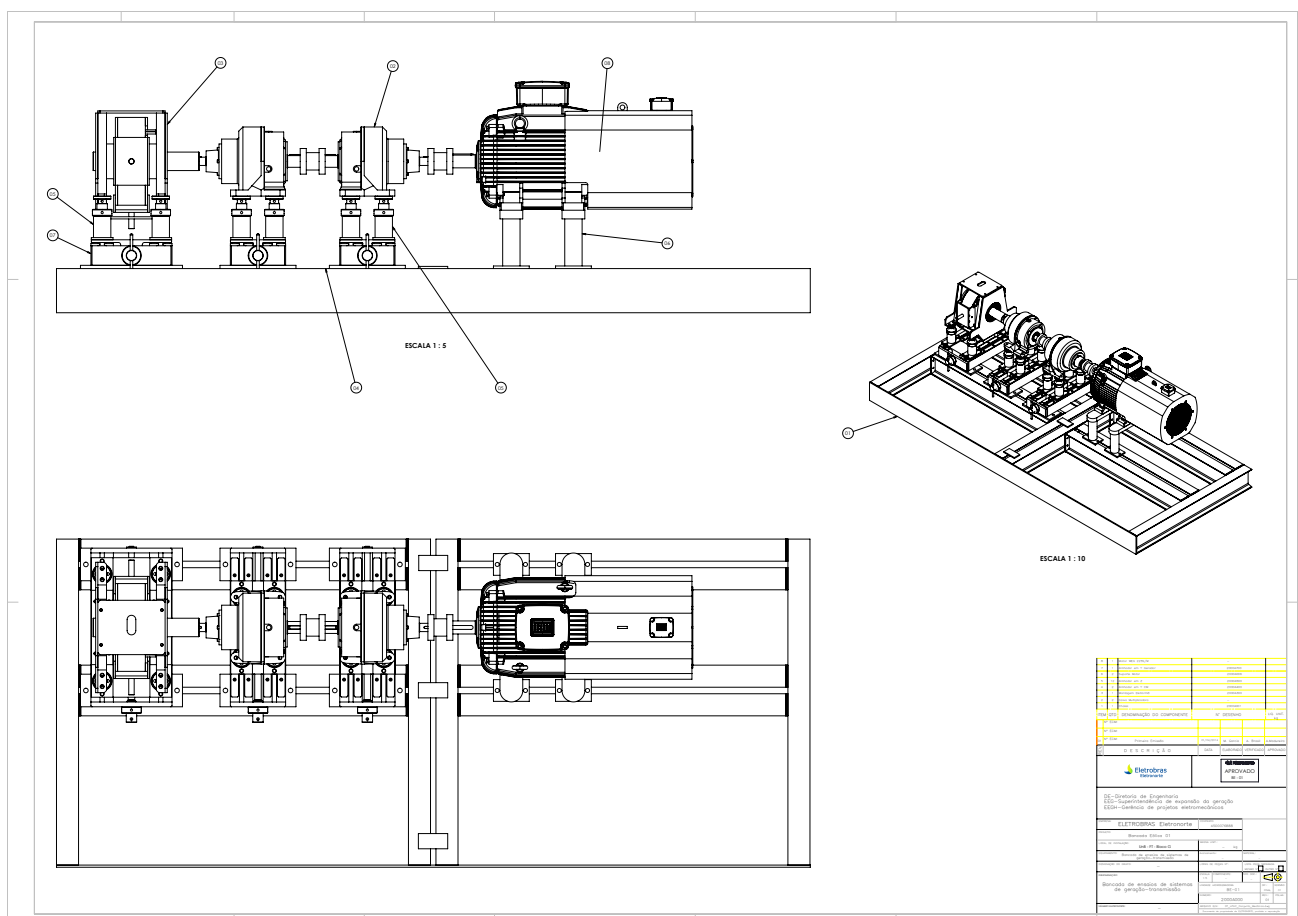


Figura 49 - Planta Bancada Completa



[illegible]

83

SUPORTE MOTOR

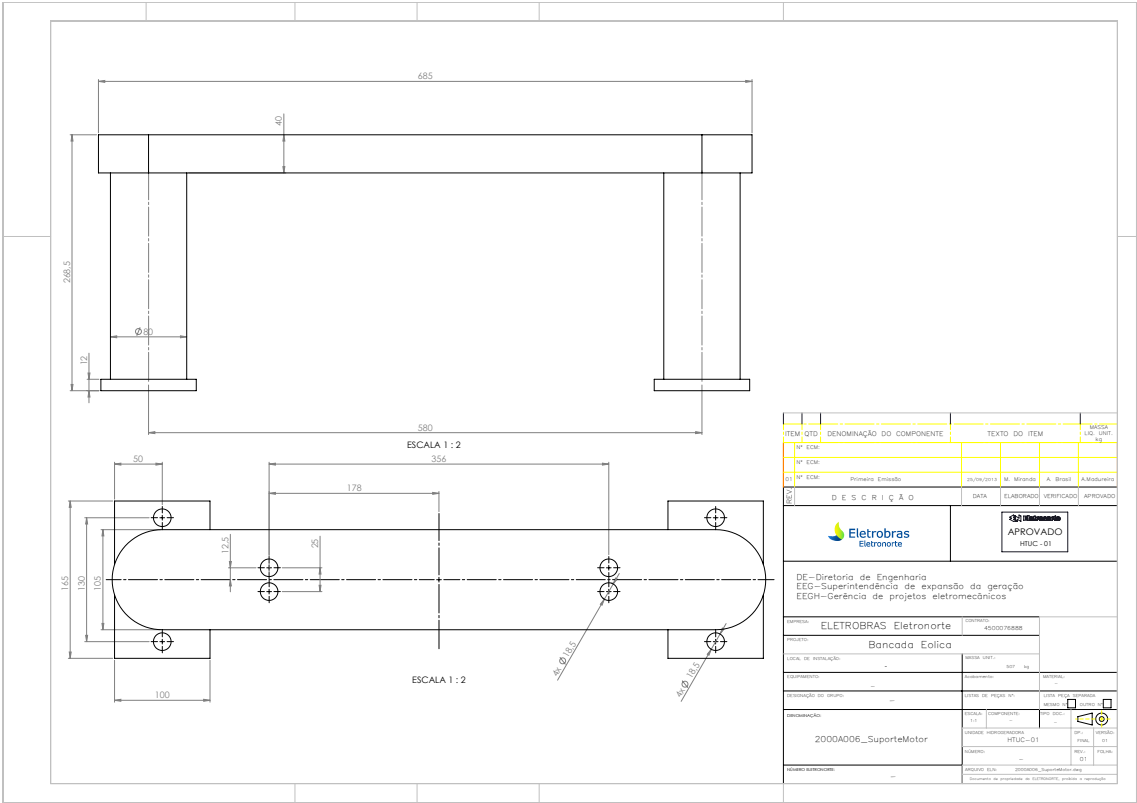


Figura 51 - Planta Suporte Motor

## SUPORTE ALINHADOR Y

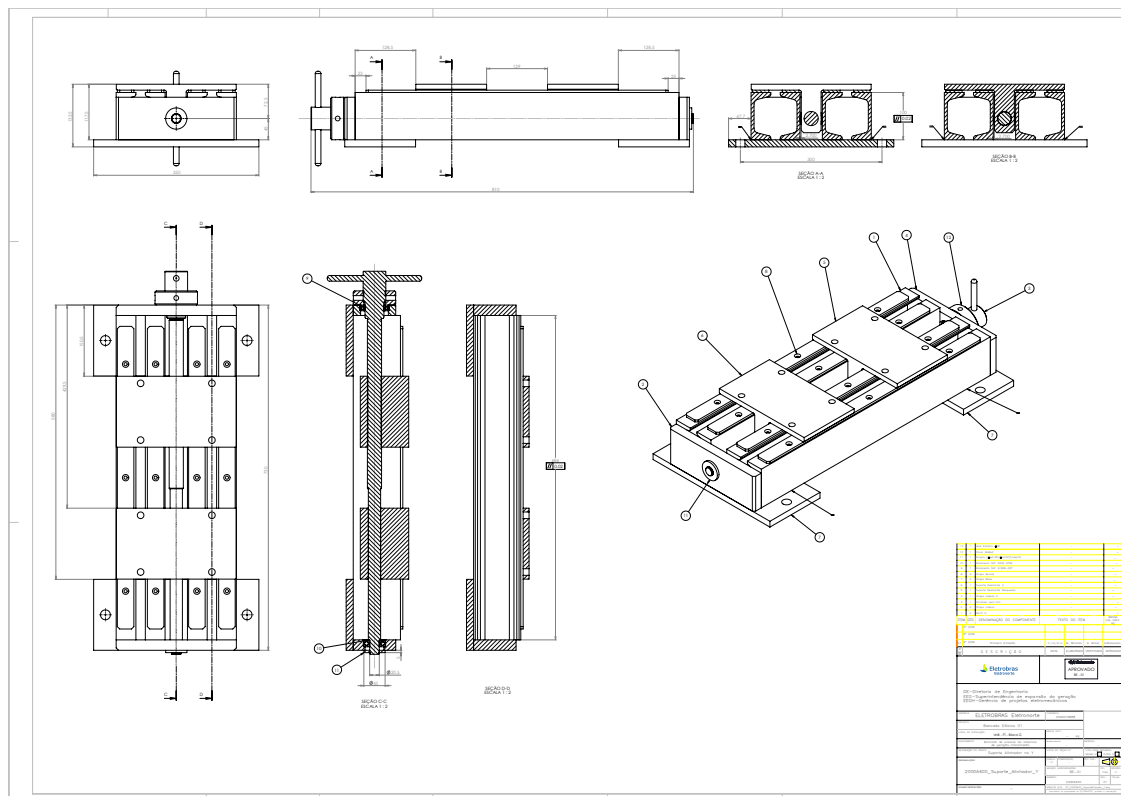


Figura 52 - Planta Suporte Alinhador Y

## SUPORTE ALINHADOR GERADOR

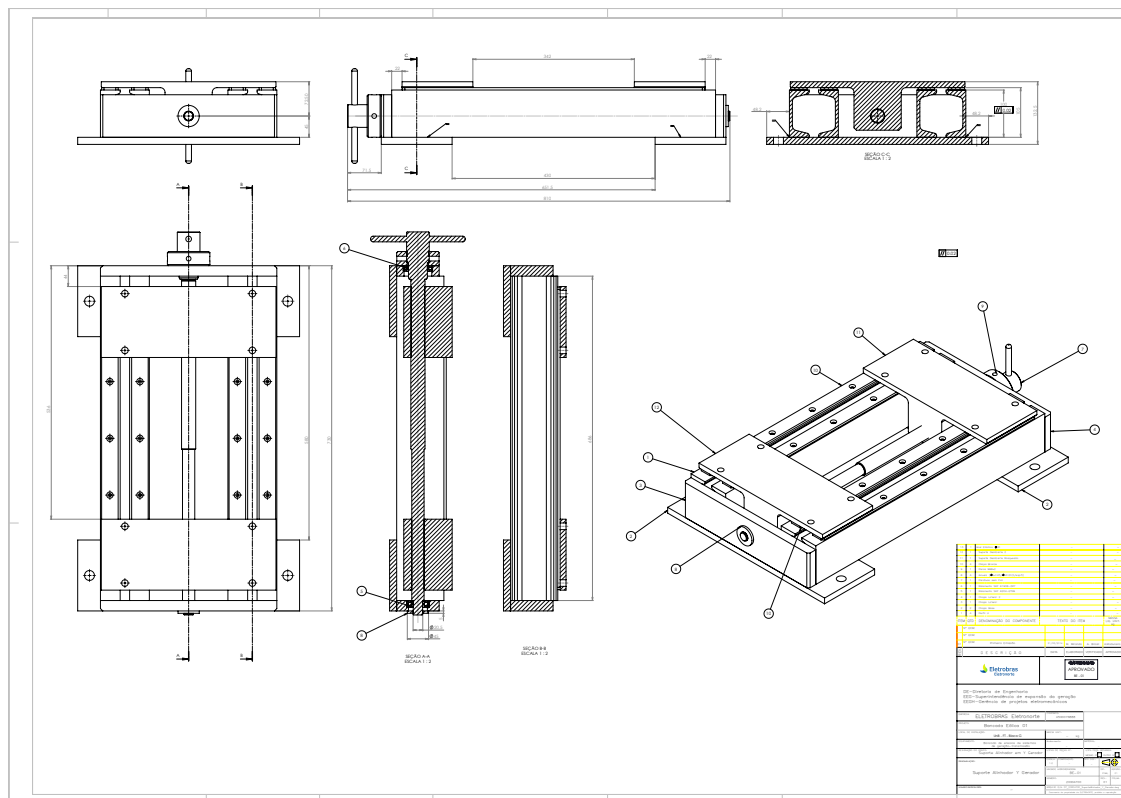


Figura 53 - Planta Suporte Gerador

SUPORTE ALINHADOR Z

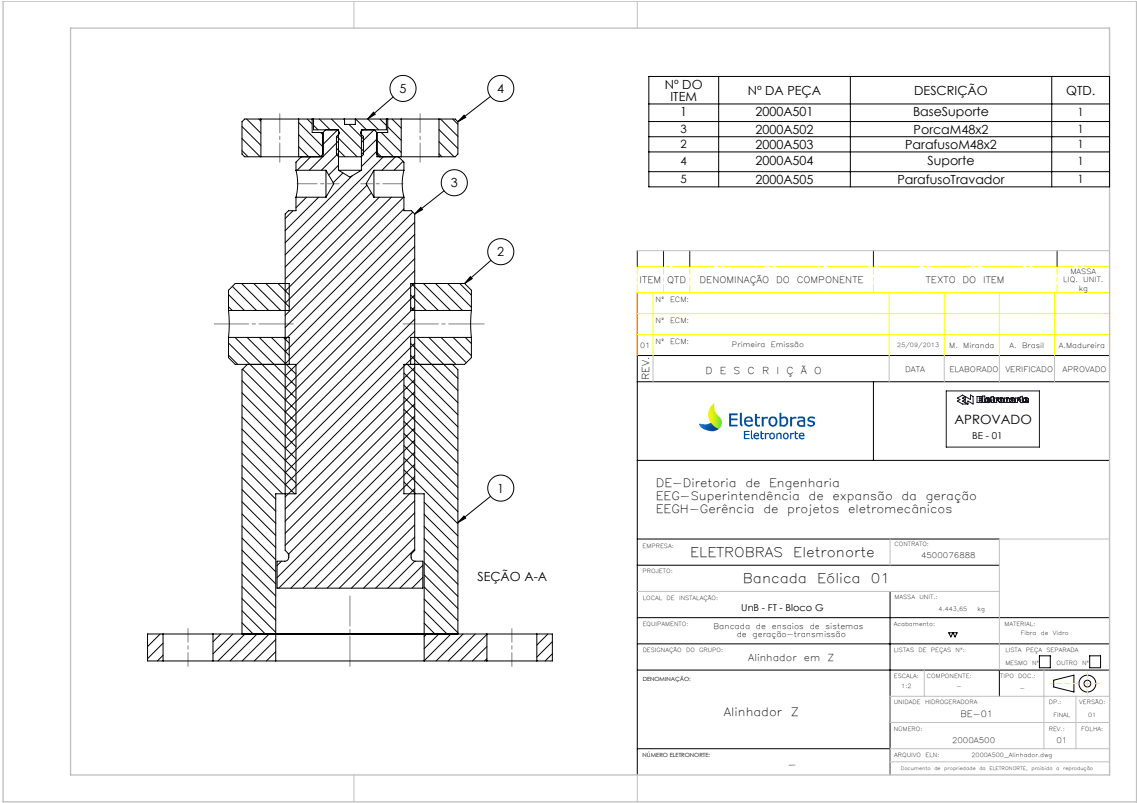


Figura 54 - Planta Suporte Gerador

MONTAGEM GERADOR

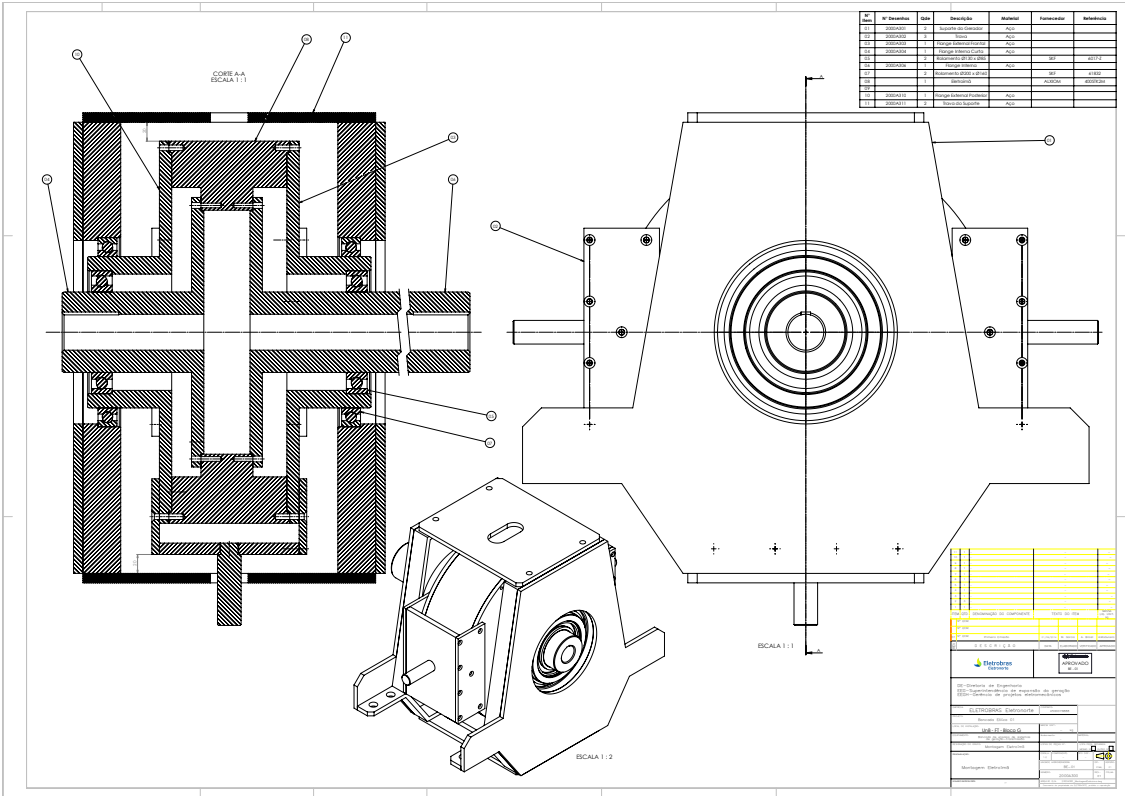


Figura 55 - Planta Montagem Gerador